ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA
UNIBERTSITATE-ESKOLA POLITEKNIKOA

SAN SEBASTIÁN-DONOSTIA



Universidad del País Vasco   Euskal Herriko Unibertsitatea

SISTEMAS NEUMÁTICOS Y OLEOHIDRÁULICOS

Conceptos básicos de Mecánica de Fluidos

Ingeniería Técnica Industrial
en Electrónica y Mecánica

Almandoz Berrondo, Javier
Mongelos Oquiñena, Belen
Pellejero Salaberria, Idoia
Área de Mecánica de Fluidos
Setiembre de 2007

ÍNDICE DE MATERIAS

1.- CONCEPTOS BÁSICOS

1.- CONCEPTOS BÁSICOS

Para entender mejor los fenómenos que se producen en la oleohidráulica es conveniente recordar una serie de conceptos y conocimientos básicos derivados de la Mecánica de Fluidos.

1.1 Propiedades de los fluidos

Los fluidos se dividen en líquidos y gases.

La primera propiedad es la **densidad**, es decir la masa por unidad de volumen. Se representa con la letra griega ρ.

El **peso específico** es el peso por unidad de volumen, se representa por γ. Entre ambas variables se verifica la relación: $\gamma = \rho.g$, siendo g la gravedad.

$$\rho_{agua\ 18^o} = 1000\ kg/m^3 \quad ; \quad \gamma_{agua\ 18^o} = 9800\ N/m^3$$

Es frecuente conocer esta propiedad a través de lo que se denomina densidad relativa o peso específico relativo, es decir el cociente entre la densidad del fluido considerado y la del agua. Se representa por S.

$$S_{agua} = 1$$

En el caso de aceites se suele utilizar la densidad en grados API (American Institute Petroleum). La relación entre este parámetro y S vale:

$$^o API = \frac{141{,}5 - 131{,}5\,S}{S}$$

La **viscosidad**: es la resistencia que oponen los fluidos a ser deformados. Existen dos formas de conocer la viscosidad de un fluido: a través de consideraciones científicas y empíricas.

Dentro de la viscosidad científica se distinguen: viscosidad absoluta o dinámica y viscosidad cinemática.

Viscosidad absoluta ó dinámica (μ)

Ecuación de dimensiones: $[\mu] = M\ L^{-1}\ T^{-1}$

Unidades :

SI	$Kg\ m^{-1}s^{-1}$	Poiseuille
CGS	$g\ cm^{-1}s^{-1}$	Poise

Viscosidad del agua a 20 ° = 1 cPo = 1 mPl
Viscosidad del aceite mineral a 20° = 35 cPo

Viscosidad cinemática (ν)

La viscosidad cinemática es equivalente a la viscosidad dinámica dividida por la densidad:

$$\nu = \mu/\rho$$

Ecuación de dimensiones: $[\nu] = L^2 T^{-1}$

Unidades:

SI	$m^2 s^{-1}$	
CGS	$cm^2 s^{-1}$	Stoke

Con frecuencia se utiliza el centiStoke (cSt) = 0,01 St.

Viscosidad del agua a 20° = 1 cSt = 1 $mm^2 s^{-1}$
Viscosidad del aceite mineral a 20° = 40 cSt = 40 $mm^2 s^{-1}$

Viscosidad empírica

La viscosidad de los fluidos se mide en muchas ocasiones a través de consideraciones empíricas. De entre ellas destaca el método de Engler, que mide la viscosidad en grados Engler (°E).

Grados Engler de un líquido a la temperatura θ es la relación entre el tiempo de vaciado de 200 cm^3 del líquido problema a la temperatura θ y el tiempo de vaciado de 200 cm^3 de agua destilada a 20 ºC. El vaciado se realiza en el viscosímetro Engler.

Esta medida se relaciona con la viscosidad cinemática mediante la fórmula de Ubbelohde:

$$\nu(cSt) = 7,32\,\nu(^{o}E) - \frac{6,31}{\nu(^{o}E)}$$

Para medir la viscosidad de los aceites se utilizan con frecuencia los números SAE (Society of Automotive Enginers), que marcan intervalos de viscosidad.

Variación de la viscosidad

La viscosidad se modifica fundamentalmente con la temperatura. También lo hace con la presión cuando la variación de ésta es muy importante.

La variación de la viscosidad con la temperatura se conoce a través del denominado Índice de Viscosidad, obtenido a través de consideraciones empíricas. Un índice de viscosidad alto corresponde a fluidos de viscosidad bastante estable, y viceversa. Los aceites utilizados en oleohidráulica deben tener un índice de viscosidad superior a 75.

La variación de la viscosidad con la presión viene definida por:

$$\mu_p = \mu_0 \, e^{\alpha p}$$

donde: μ_p : es la viscosidad a una presión absoluta de p bar

μ_0 :es la viscosidad a la presión atmosférica

p : presión absoluta expresada en bar

α alcanza los valores siguientes para diferentes temperaturas

Temperatura (ºC)	α (bar^{-1})
20	0,0024
50	0,00205
100	0,00147

Por ejemplo la viscosidad para una presión de 100 bar y a 50 °C es 1,22 veces la correspondiente a la presión atmosférica; por otra parte se observa que la influencia de la presión en la variación de la viscosidad aumenta con ésta y disminuye con la temperatura.

Módulo de elasticidad volumétrico: representa el grado de compresibilidad de los fluidos.

Dicho módulo matemáticamente es el cociente entre la presión a que se somete a un fluido y la disminución unitaria de su volumen. Su expresión es:

$$K = -\frac{\Delta p}{\frac{\Delta V}{V}}$$

Lógicamente posee dimensiones de presión. El signo menos se introduce para que su valor sea positivo, ya que al aumentar la presión disminuye el volumen.

En la oleohidráulica este factor tiene una gran importancia debido a las fuertes presiones con que se trabaja.

Tensión superficial. En la superficie de contacto de un líquido y un gas parece formarse en el líquido una película, debido a la atracción de las partículas de líquido situadas por debajo de su superficie libre. Esta propiedad de formarse una película y de ejercer una tensión se denomina precisamente Tensión Superficial. Se mide en fuerza por unidad de longitud.

La tensión superficial tiene influencia en el poder de lubricación de un líquido.

Presión de vapor: La presión de vapor indica la presión a que un líquido hierve. Depende fundamentalmente de la temperatura. Este parámetro es muy importante en el fenómeno de la cavitación, muy frecuente en la maquinaria y en conducciones hidráulicas.

1.2. Otras propiedades de los aceites

Además de las propiedades señaladas los aceites poseen otra serie de características que tienen una gran importancia en su utilización en la oleohidráulica. De entre ellas destacaremos las siguientes:

- Índice de desemulsión. caracteriza la mayor o menor facilidad de un aceite para separarse del agua que pudiera contener. El aceite y el agua forman emulsiones que no son convenientes en los circuitos. Por ello es bueno que los aceites tengan un buen índice de desemulsión. Existen métodos para medir dicho índice entre los que caben destacar el de Herschel y el indicado por ASTM. En un circuito oleohidráulico el agua puede introducirse fundamentalmente por condensaciones.

- Poder antiespumante: Es la propiedad por la que un fluido se separa del aire que contiene. Todos los aceites contienen aire disuelto en una proporción del 10% en volumen aproximadamente, siendo su solubilidad directamente proporcional a la presión.

Cuando el aceite después de trabajar a una presión alta pasa al tanque a la presión atmosférica, debido a la disminución de la solubilidad, se desprenden burbujas de aire produciendo espumas, que es necesario eliminar.

- Poder anticorrosivo: Es necesario incorporar a los aceites algún aditivo antioxidante para evitar la acción corrosiva de la humedad. Los circuitos que funcionan intermitentemente sufren una acción corrosiva superior a los que trabajan de manera continua.

- Punto de congelación: Este parámetro adquiere una importancia singular en los casos en que los circuitos oleohidráulicos han de trabajar a muy bajas temperaturas, como el caso de maquinaria móvil

- Punto de anilina: Define el poder disolvente del fluido sobre juntas, empaquetaduras y otros elementos de cierre de tuberías, válvulas y cilindros. Un valor alto de este índice puede producir ablandamiento, hinchamiento y disgregación de determinados materiales.

- Propiedades lubricantes: Los aceites a utilizar en un circuito oleohidráulico han de tener buenas propiedades lubricantes con el fin de que los cilindros, motores y bombas se comporten correctamente. Las propiedades lubricantes se concretan en una buena formación de película, para lo que se requiere una adecuada untuosidad, es decir una determinada adsorción física y química del aceite por las partes metálicas.

1.3 Presión

La presión es la fuerza por unidad de superficie. Un fluido sometido a presión produce una fuerza sobre las paredes del recipiente que lo contiene, equivalente a dicha presión por la superficie de la pared donde actúa.

La presión se puede medir tomando como referencia el vacío absoluto, denominándose entonces ***presión absoluta***. También se puede medir adoptando como referencia la presión

del ambiente que rodea al punto de medida, en cuyo caso recibe el nombre de ***presión manométrica ó relativa.***

El ambiente que le rodea al punto tratado suele ser en la mayoría de los casos la atmósfera local. *La presión absoluta de la atmósfera local es la presión barométrica*.

Ecuación de dimensiones: $[p] = M\ L^{-1}\ T^{-2}$ ó $F\ L^{-2}$

La presión se mide en unidades de presión y en metros de columna de líquido.

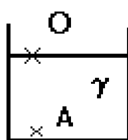
UNIDADES DE PRESIÓN

SISTEMA DE UNIDADES	UNIDAD	EQUIVALENCIA
CEGESIMAL (CGS)	Baria = 1 dyn/cm^2	10^{-1} Pa
INTERNACIONAL	**Pascal (Pa) = 1 N/m^2**	**1**
TÉCNICO	1 kg/m^2	9,8 Pa
M T S	Piezo (pz) = 1 Stheno/m^2	10^3 Pa = 1 kPa

MULTIPLOS
Mega Pascal (Mpa) = 10^6 Pa
Bar = 10^6 Barias = 10^5 Pa
mili Bar = 10^3 Barias = 10^2 Pa
kg / cm^2 = 10^4 kg / m^2 = 9,8 . 10^4 Pa ≅ 10^5 Pa = Bar

PRESIÓN expresada en METROS DE COLUMNA DE LÍQUIDO (mcl)

$P_o + \gamma z_o = P_A + \gamma z_A$ (E. Hidrostática)



$P_o = P_{at} = 0$; $Z_o - Z_A = h$

$P_A = P_o + \gamma (z_o - z_A) = \gamma h$

$h = P_A / \gamma$ (mcl)

$P_A = \gamma h = \gamma' h'$; $P_A = h$ (mcl) $= h'$ (mcl')

h' (mcl') = $h \gamma / \gamma'$ (mcl') = $h\, s/s'$ (mcl')

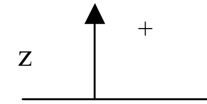
OTRAS UNIDADES DE PRESIÓN Y EQUIVALENCIAS

Atmósfera (at) = 760 mm de mercurio (s = 13,6)
Atmósfera (at) = 0.76 . 13,6 . 9800 = 101293 Pa = 1,013 Bar = 0,76 13,6 .1000 =1033 kg/m^2
Atmósfera (at) = 1,033 kg / cm^2 = 1,013 Bar
Torr = 1 mm c mercurio

1kg / cm^2 = 10^4 kg / m^2 ≡ $10^4/10^3$ mcagua = **10 mcagua**

1.4 Hidrostática

La ecuación fundamental de la Hidrostática estudia la variación de la presión en los fluidos incompresibles en reposo en el campo gravitatorio.



$$(p + \gamma\, z) = \text{constante}$$

γ : peso específico del líquido
z: cota del punto considerado.

Expresa que la energía de presión por unidad de volumen más la energía de posición por unidad de volumen es constante.

Consecuencias de la ecuación de la Hidrostática:

- Vasos comunicantes
- Teorema de Pascal
- Transmisión hidráulica de presiones y por tanto de fuerzas
- Multiplicador de esfuerzos (prensas)

El teorema de Pascal afirma que si se incrementa la presión en un punto de un fluido, dicho incremento de presión se transmite integra e instantáneamente a todos los puntos del mismo. Es el principio básico de la oleohidráulica, tanto de las bombas y motores que utiliza como de las conducciones.

1.5 Teorema de continuidad

Este teorema es la expresión de la conservación de la masa de fluido en su movimiento. Su expresión general es:

$$\rho\, A\, V = Cte$$

donde ρ es la densidad, A la sección transversal y V la velocidad del flujo. Para fluidos incompresibles (densidad ρ constante) la expresión se reduce a AV = Cte = Q (caudal)

1.6 Ecuación de Bernoulli

Expresa la conservación de la energía de un fluido en su movimiento.

Un fluido tiene tres tipos de energía, además de su energía interna: energía de velocidad, de presión y de posición.

La ecuación de Bernoulli se puede expresar de tres formas diferentes:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + z = constante$$

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g\,z = constante$$

$$p + \rho\frac{V^2}{2} + \gamma\,z = constante$$

donde:
- γ : peso específico de fluido
- ρ : densidad
- p: presión
- V: velocidad
- z: cota

La primera expresión tiene unidades de longitud y representa la energía por unidad de peso. Es muy empleada en la hidráulica de servicios.

La segunda expresión tiene dimensiones de L^2T^{-2} y representa la energía por unidad de masa. Es la expresión propugnada por el Sistema Internacional

La tercera expresión tiene dimensiones de presión, es la energía por unidad de volumen y es la utilizada normalmente en la oleohidráulica por poseer precisamente unidades de presión.

Al calcular el Bernoulli en un punto de un conducto se adoptan los valores medios de cada sección; al considerar dos secciones de la conducción se escribirá, por ejemplo:

$$P_1/\gamma + V_1^2/2g + z_1 = P_2/\gamma + V_2^2/2g + z_2$$

Sin embargo en la mayoría de los casos no puede suponerse que la energía de un fluido se conserva, pues en su desplazamiento hay pérdidas de energía, llamadas normalmente pérdidas de carga, y aportaciones o extracciones de energía por parte de bombas o de motores o turbinas.

En este caso es preciso recurrir a la que se denomina ecuación de Bernoulli generalizada, que expresa un balance de energías del fluido en su movimiento entre dos puntos.

$$P_1/\gamma + V_1^2/2g + z_1 - h_f + H_B - H_T = P_2/\gamma + V_2^2/2g + z_2$$

donde h_f expresa la pérdida de energía entre los dos puntos, que se convierten en calor; H_B la energía aportada al fluido por las bombas y H_T la energía absorbida por la turbina si hubiese. En esta fórmula todo se ha expresado en unidades de longitud (metros de columna del líquido circulante), es decir en energía por unidad de peso. De manera análoga se podría haber expresado en las otras dos formas, es decir por unidad de volumen o por unidad de masa.

En todo caso si se deseara hallar la energía total lógicamente habría de multiplicarse la energía por unidad de peso, masa o volumen por el peso, masa o volumen circulante respectivamente.

Es mucho más frecuente calcular la potencia, es decir la energía por unidad de tiempo, en lugar de la energía, por resultar mucho más útil. La potencia resultante es:

$$\text{Potencia} = \boldsymbol{\gamma}\, \mathbf{Q}\, \mathbf{H} = \rho\, Q\, H' = P\,.\,Q$$

donde H es la energía por unidad de peso, ´H' la energía por unidad de masa y P es la energía por unidad de volumen.

En el caso de circulación de líquidos en tuberías normalmente la energía cinética es despreciable; ésta solamente ha de tenerse en cuenta si las velocidades son muy altas y en el caso de salida a la atmósfera a través de boquillas con reducción importante de sección, puntos en los cuales la velocidad adquiere un valor considerable. En el caso de la oleohidráulica en que se trabaja con presiones muy importantes tampoco se tiene en consideración la energía de posición sino solamente la presión.

En el caso de gases, generalmente es despreciable la energía de posición; la energía cinética no es necesario considerarla en caso de presiones medias y elevadas, mientras que en el caso de valores reducidos, como en el aire acondicionado, puede jugar un papel importante.

1.7 Teorema de la cantidad de movimiento

El enunciado del teorema de la cantidad de movimiento para el caso de fluidos es el siguiente: "La suma de las fuerzas exteriores que actúan sobre un determinado volumen de fluido en movimiento es igual al flujo de la cantidad de movimiento a la salida menos el flujo de la cantidad de movimiento a la entrada de dicho volumen". La ecuación, lógicamente vectorial, es:

$$\Sigma\, F_{exteriores} = M_2 - M_1 = \Sigma\, (\rho\, Q\, V)_{saliente} - \Sigma\, (\rho\, Q\, V)_{entrante}$$

Las fuerzas exteriores se concretan en las fuerzas de volumen (peso del fluido), y en las fuerzas de superficie (presión).

Como consecuencia del principio de acción y reacción el fluido ejerce una fuerza sobre el conducto que le rodea, que puede resultar muy importante en codos, cambios de sección, piezas en T..., sobre todo cuando las presiones y/o secciones son grandes.

1.8 Pérdidas de carga en tuberías

La pérdida de carga o energía de un fluido en su desplazamiento dentro de una tubería cerrada viene expresada por la fórmula de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f\ (L/D)\ (V^2/2g)$$

donde: h_f es la pérdida de carga expresada en metros de columna de líquido

f es el coeficiente de frotamiento de la tubería. Es adimensional.
L la longitud del tramo considerado en m
D el diámetro de la tubería en m
V la velocidad media del flujo en m/s
g la gravedad en m/s^2

El coeficiente de frotamiento f es función de la rugosidad relativa de la tubería (ε/D) y/o del número de Reynolds (Re). La relación de definición que lo define es variable y atiende a expresiones bastante complejas. ε es el espesor medio de las rugosidades, siendo ε/D adimensional.

Las diferentes expresiones del coeficiente de frotamiento f han sido llevadas a un gráfico que se conoce con el nombre de ábaco de Moody, que facilita extraordinariamente los cálculos, si bien con las calculadoras modernas la ventaja se ha minorado.

El régimen del flujo en una tubería puede ser laminar o turbulento; es laminar cuando Re < 2000, en cuyo caso f = 64/Re.

Cuando 2000 < Re < 4000 hay una zona de transición desconocida en que el flujo puede ser laminar o turbulento, pudiendo pasar de uno a otro régimen con facilidad. Cuando Re > 4000 el régimen es turbulento.

En los conductos de oleohidráulica dado que su diámetro es más bien reducido y que la viscosidad de los aceites es elevada se trabaja normalmente con regímenes laminares.

Por otra parte, una tubería puede comportarse como lisa, como semilisa o como rugosa. *Se dice que se comporta y no es*, porque en ello no interviene únicamente la rugosidad de la tubería, sino también las características del flujo, por lo que una misma tubería puede comportarse como lisa, semilisa y rugosa, según el caudal que transporte.

Una tubería se comporta como lisa cuando Re < 23/(ε/D), y como rugosa cuando Re > 560/(ε/D), siendo semilisa ó semirrugosa con valores intermedios. De todas formas el ábaco de Moody contiene dichas fronteras.

El ábaco de Moody está representado en un papel doblemente logarítmico, disponiendo el número de Reynolds en abscisas y el coeficiente de frotamiento en ordenadas; como parámetro fundamental figura la rugosidad relativa y como parámetro auxiliar el valor de Re $f^{1/2}$.

1.9 - Pérdidas menores; longitud equivalente, factor de paso

En los apartados anteriores se han estudiado las pérdidas de carga en conducciones, considerando que están constituidas tan solo por tramos rectos de .tuberías. Pero evidentemente esto no es así ya que en una conducción existen muchos puntos singulares, entendiendo por tales todo tipo de válvulas, codos o curvas, bifurcaciones, juntas y racores de unión, ventosas, filtros, contadores y en general cualquier singularidad de la tubería.

Las pérdidas hidráulicas producidas en estos puntos, denominados en ocasiones piezas especiales, se llaman pérdidas menores, aunque en ocasiones no sean tan reducidas como su nombre indica.

El cálculo de las pérdidas de carga en estos puntos se puede realizar mediante dos procedimientos: el método de la longitud equivalente y el de los coeficientes o factores de paso.

Se denomina longitud equivalente de una pieza especial a la longitud de tubería que produce la misma pérdida de carga que la pieza especial, siendo los diámetros iguales. Conocida dicha longitud se calcula la pérdida de carga de la pieza especial sin más que emplear en la expresión que facilita la pérdida de carga, la longitud equivalente correspondiente. Es decir:

$$h_f = f\frac{L_e}{D}\frac{V^2}{2g}$$

donde *Le* es precisamente la longitud equivalente.

Las longitudes equivalentes de cada pieza especial se obtienen experimentalmente y deben ser facilitadas por el fabricante del elemento. Por otra parte existen tablas en los textos y manuales de hidráulica que proporcionan estos valores.

El inconveniente fundamental de este procedimiento es que la longitud equivalente no depende del tipo de tubería a la que está unida la pieza especial con lo que la pérdida de carga obtenida para una pieza especial concreta es función de la rugosidad de aquella, lo cual evidentemente es incorrecto. La ventaja del procedimiento es su facilidad de uso pues basta añadir a la longitud geométrica de la tubería la suma de las longitudes equivalentes de las piezas especiales para hallar la pérdida de carga del total de la conducción.

El otro procedimiento para calcular las pérdidas de carga en una pieza especial es el denominado de factor de paso, en el cual dicha pérdida es igual a un coeficiente multiplicado por la energía cinética del fluido, es decir:

$$h_f = k\frac{V^2}{2g}$$

donde k es el factor de paso de la pieza especial correspondiente.

Los valores de los factores de paso han de ser obtenidos experimentalmente para cada pieza especial, y han de ser facilitados por el fabricante u obtenidos de los textos o manuales de hidráulica. Una excepción a lo anterior es la pérdida de carga en un ensanchamiento brusco que puede ser deducida a través de consideraciones analíticas, adquiriendo el siguiente valor:

$$k = \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]^2$$

donde D_1 y D_2 son los diámetros de la conducción antes y después del ensanchamiento. La velocidad a emplear en la fórmula de la pérdida de carga es la correspondiente a la de la conducción antes de ensancharse.

La pérdida de carga en un estrechamiento brusco se deduce por consideraciones semiempíricas siendo el factor de paso:

$$k=\left[\left(\frac{1}{C_c}\right)-1\right]^2$$

donde Cc es el coeficiente de contracción de la vena fluida que se deduce experimentalmente. La velocidad a utilizar en la expresión de la pérdida de carga es la existente en la conducción después del estrechamiento.

Este procedimiento tiene la ventaja de que la pérdida de carga de la pieza especial no depende del material de la tubería a la que va unida y por lo tanto proporciona resultados más correctos y coherentes; su inconveniente es operativo al haberse de calcular aquella independientemente de la pérdida de carga de la tubería. Obsérvese que la pérdida de carga en una tubería no es normalmente proporcional al cuadrado de la velocidad, mientras .que sí lo es en el caso de las piezas especiales. Como puede deducirse el factor de paso es adimensional.

En bastantes ocasiones al estudiar una pérdida de carga la velocidad de la fórmula precedente se sustituye por el caudal partido por la sección transversal, de forma que en nuestro caso:

$$h_f=k\frac{V^2}{2g}=k\frac{\left(\frac{Q}{\pi r^2}\right)^2}{2g}=k^{'}Q^2$$

donde k' engloba al conjunto de términos que multiplica a Q^2. En muchas ocasiones a este coeficiente evaluador de pérdidas se le denomina incorrectamente también factor de paso. Este término evidentemente tiene dimensiones de $(h)/(Q)^2$

Por otra parte es frecuente que la pérdida de carga en una pieza especial o de una determinada conducción se facilite para un caudal concreto.

A partir de este dato se puede conocer la pérdida para otro caudal, o al revés para un determinado caudal hallar la pérdida de energía. En el caso de líquidos en el que no influye su compresibilidad, si se conoce h_{f1} para Q_1, se tiene $h_{f1} = k\, Q_1^2$, de donde puede obtenerse "k" $= h_{f1} / (Q_1)^2$ y de esta sencilla manera poder calcular la pérdida de carga para cualquier caudal : h_f = "k" Q^2.

Evidentemente de manera similar se procedería en el caso de factores de paso, es decir si se utilizara la velocidad en lugar del caudal.

Una buena práctica es representar la pérdida de carga de una conducción en función del caudal circulante partiendo de la expresión analítica, disponiendo el caudal en abscisas y la pérdida de carga en ordenadas. (Figura 1)

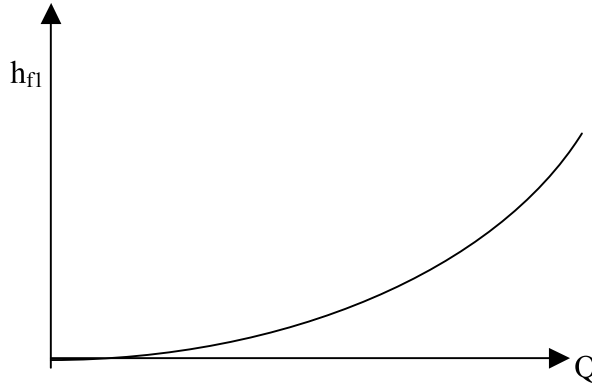


Figura1: Representación gráfica de las hf en función del caudal Q

1.10 Circuitos hidráulicos

Las tuberías o conducciones pueden disponerse en serie, en paralelo o ramificadas.

1.10.1 Tuberías en serie

En tuberías en serie, el caudal evidentemente es el mismo en todas ellas, y la pérdida de carga del conjunto es la suma de las pérdidas de carga de cada una:

$$h_{f_{conjunta}} = \Sigma h_{f_{parciales}}$$

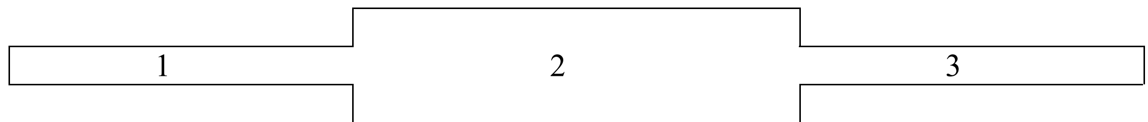


Figura 2: Tuberías en serie

1.10.2 Tuberías en paralelo

Las tuberías en paralelo son aquellas que tienen el principio y el fin comunes, es decir, que forman una malla o circuito cerrado. El principio y el fin, donde son concurrentes tres o más tuberías, se denominan nudos.



Figura 3: Tuberías en paralelo

En todo circuito cerrado se cumplen inexorablemente las dos leyes siguientes de circulación de fluidos.

Primera ley

En cada nudo, la suma de caudales entrantes es igual a la suma de caudales salientes; o bien la suma algebraica de caudales en cada nudo es nulo.

$$\Sigma Q = 0$$

donde se da el signo positivo a los caudales entrantes y negativos a los salientes, o a la inversa.

Segunda ley

La pérdida de carga del flujo es independiente del camino recorrido, es decir, las pérdidas de carga son iguales en cualquiera de los recorridos que pudiera seguir el flujo entre los nudos consecutivos:

$$h_{f_1} = h_{f_2} = h_{f3}$$

Si se adoptan signos para las pérdidas de carga, positivas o negativas según circule el flujo en el sentido de las agujas del reloj o en el contrario, respectivamente, para un observador situado en el interior del circuito, la segunda ley puede expresarse de una manera más elegante: la suma de pérdidas de carga en cada circuito es nula.

$$\Sigma h_f = 0$$

1.10.3 Tuberías ramificadas

Es muy usual que una conducción se ramifique con lo cual las tuberías tienen un principio común y un final independiente.

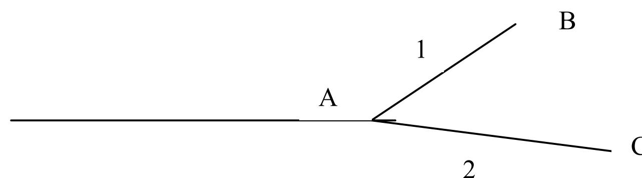


Figura 4: Tuberías ramificadas

En tal caso se verifica:

$$Q = Q_1 + Q_2$$
$$B_A - h_{f1} = B_B$$
$$B_A - h_{f2} = B_C$$

1.11 Funcionamiento de una bomba en una instalación

Una bomba es un elemento que incrementa la energía de un determinado caudal de líquido, pudiendo funcionar en infinitos puntos, definidos por sus curvas características.

La mayoría de las bombas están arrastradas por motores asíncronos que giran a una velocidad dependiente de la carga pero con pequeña oscilación, por lo que puede considerarse suficientemente constante.

De entre los infinitos puntos en que una bomba puede funcionar, el punto concreto viene determinado por la instalación donde trabaja. La instalación requiere una energía, proporcionada por la bomba, para hacer trasegar un determinado caudal entre sus extremos. Lógicamente la energía necesaria depende del caudal; la relación entre ambos parámetros viene definida por una expresión analítica o por su representación gráfica correspondiente, que es lo que se denomina la curva característica de la instalación.

La intersección de las curvas características H-Q de la bomba y de la instalación es el punto concreto de funcionamiento de la bomba trabajando en dicha instalación. Si la instalación está constituida por elementos dispuestos tan solo en serie la construcción de su curva característica es sencilla; cuando la instalación posee elementos en paralelo o ramificados la construcción de su curva característica se complica considerablemente.

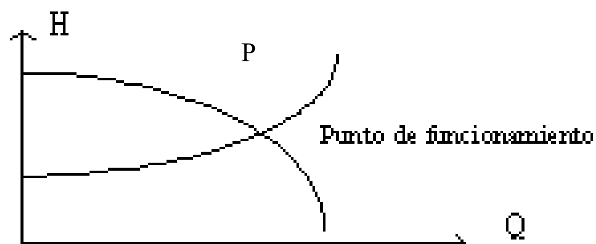


Figura 5: Punto de funcionamiento de una instalación

La curva característica de una bomba no puede obtenerse analíticamente, siendo necesario recurrir a mediciones en un banco de ensayos. Normalmente los bancos de ensayos se encuentran en las propias fábricas de bombas y son los fabricantes los que facilitan dichas curvas. Dentro de las curvas características la fundamental es la que representa la energía aportada en función del caudal (H-Q); otro dato importante es la potencia absorbida o el rendimiento en cada punto.

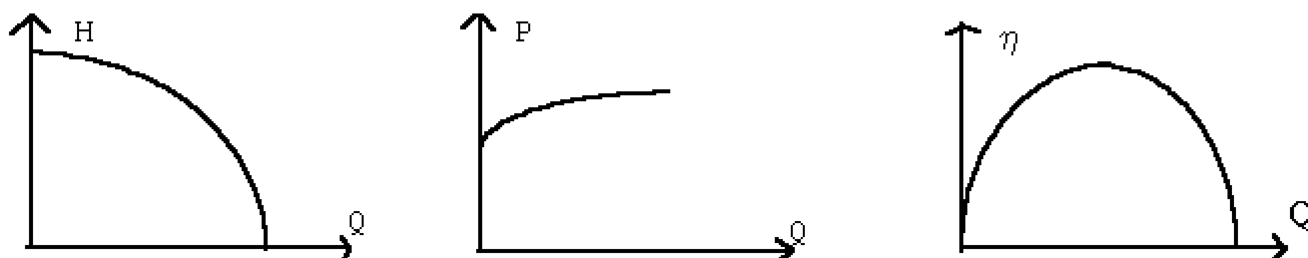


Figura 6: Curvas características H-Q, P-Q y η-Q de una turbobomba

En el caso de las turbobombas y en las bombas destinadas a los servicios se expresa el caudal en abscisas y la energía aportada por la bomba, expresada en columna de líquido, en ordenadas. En las turbobombas el caudal varía substancialmente al modificarse la altura.

En las bombas destinadas a trabajar en el campo de la oleohidráulica, bombas de desplazamiento positivo, se representa normalmente el caudal en ordenadas y la energía aportada por la bomba, en este caso en unidades de presión, en abscisas.

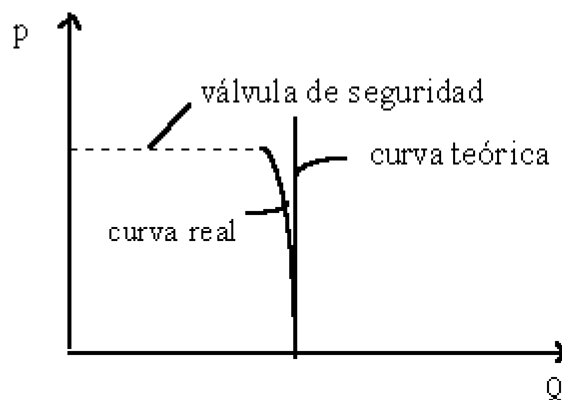


Figura 7: Curva característica P-Q de una bomba de desplazamiento positivo

El caudal teórico o bruto aportado por este tipo de bombas es el volumen generado en una cilindrada multiplicado por el número de cilindradas efectuadas por unidad de tiempo. El caudal útil es igual al caudal teórico multiplicado por el rendimiento volumétrico, que es el factor que evalúa las fugas o pérdidas de líquido. En este tipo de bombas el caudal no varía demasiado con la presión.

$$Q = \forall_{embolada} x \frac{N^{\circ}_{emboladas}}{t}$$

La regulación del caudal, objetivo fundamental en la oleohidráulica se consigue mediante la creación de restricciones o estrangulaciones en la conducción y derivaciones de caudal hacia el tanque, o bien gracias a bombas de cilindrada variable.

1.12 Cavitación

La cavitación es un fenómeno que se produce en los líquidos.

El líquido, al pasar por un punto donde se reduce su presión hasta alcanzar su tensión de vapor, comienza a hervir formándose bolsas de vapor de líquido y aire rico en oxígeno. Al seguir avanzando dichas bolsas y ocupar zonas de mayor presión, se colapsan bruscamente, licuándose el vapor, produciéndose implosiones puntuales de gran violencia y en un número muy elevado.

Debido a dicho fenómeno se producen fuertes vibraciones, se incrementan los ruidos, la máquina se deteriora, se reduce substancialmente su vida y disminuye su rendimiento. En el caso de bombas desciende fuertemente el caudal y la altura proporcionados. En resumen, es un fenómeno que es preciso evitar a toda costa.

Por ello es preciso controlar en todo momento la presión del líquido. Indudablemente el punto más peligroso se encuentra en el caso de bombas, en su aspiración, a la entrada del rodete, antes de que la bomba aporte energía al fluido.

En el caso de bombas de desplazamiento positivo más perjudicial que las implosiones es la vaporización del elemento lubricador.

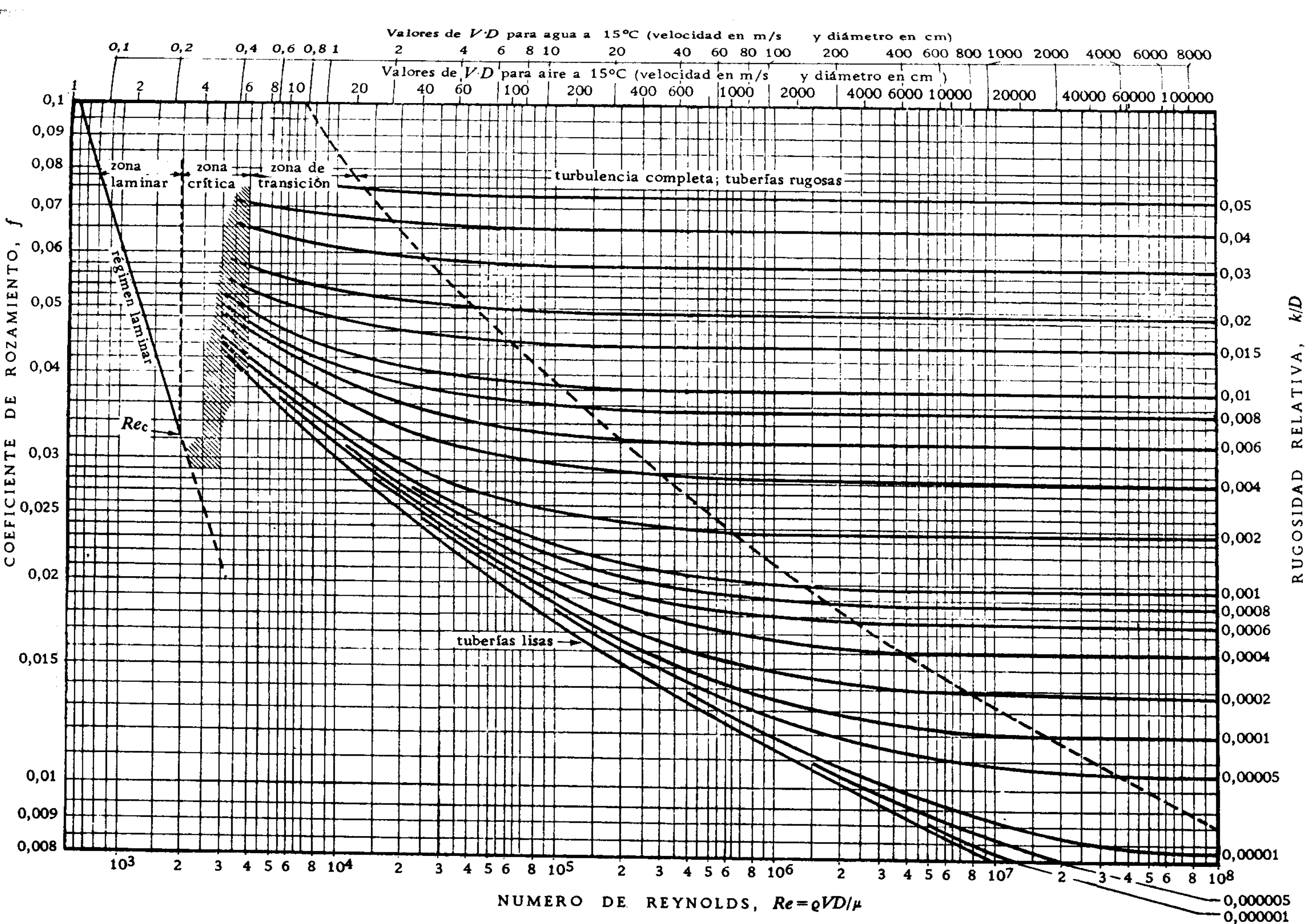
Debido a lo expuesto, en cualquier instalación donde trabaje una bomba debe ponerse especial atención en el diseño de la aspiración y en su mantenimiento en las debidas condiciones. Hay que resaltar la importancia que tienen los filtros situados en la aspiración, pues al ensuciarse pueden producir muy fácilmente la cavitación.

CUADROS Y ÁBACOS

	Valores de ε en centímetros (cm)	
Tipo de tubería	**Intervalo**	**Valor de diseño**
Acero roblonado.............	0,091 - 0,91	 0,18
Hormigón.......................	0,03 - 0,3	 0,12
Fundición.......................	0,012 - 0,06	 0,026
Madera........................	0,0183 - 0,09	 0,06
Hierro galvanizado........	0,006 - 0,024	 0,015
Fundición asfaltada......	0,006 - 0,018	 0,012
Acero comercial y soldado	0,003 - 0,009	 0,006
Hierro forjado..................	0,003 - 0,009	 0,006
Tubo estirado..................	0.00024	 0,00024
Latón y cobre.................	0.00015	 0,00015
Fibrocemento..................	0.01	 0,01
P.V.C. y P.E....................	0.0007	 0,0007

Tabla 1 : Valores de las rugosidades de los materiales

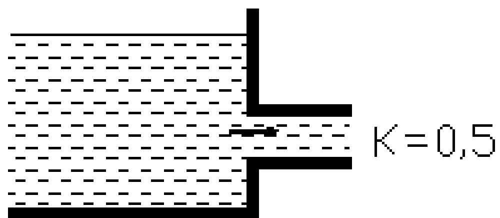
COEFICIENTES DE FROTAMIENTO EN TUBERÍAS				
Tipo de Flujo	*Comportamiento de la tubería*	*Expresión*		*hf*
Flujo laminar **$Re \leq 2000$**		**Hagen-Poiseuille**	**$f = 64 / Re$**	$hf = f(v)$
$2000 < Re < 4000$	**Flujo indeterminado**	**Zona crítica, no se debe de trabajar**		
Flujo turbulento ($Re \geq 4000$),	Tubería **Lisa** **$Re < Re' =$** $\frac{23}{\varepsilon / D}$),	**$Re \leq 10^5$** **Blasius**	**$f = 0.316 / Re^{0.25}$**	$hf = f(v^{1.75})$
		$Re > 10^5$ **Karman-Prandtl**	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{Re \sqrt{f}}{2.51}$	
	Tubería **semirrugosa** **$Re' \leq Re \geq Re''$**	**Colebrook- White**	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon / D}{3.71} \right]$	
	Tubería **rugosa** **$Re > Re'' =$** $\frac{560}{\varepsilon / D}$	**Karman-Prandtl**	$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \frac{3.71}{\varepsilon / D} \right]^2}$	$hf = f(v^2)$

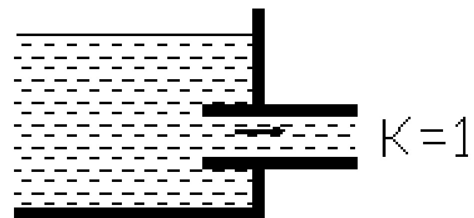


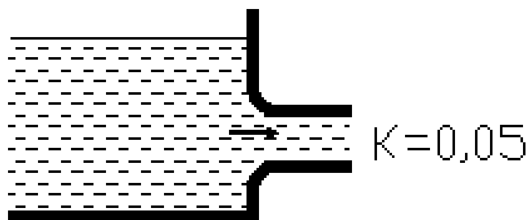
Ábaco de Moody

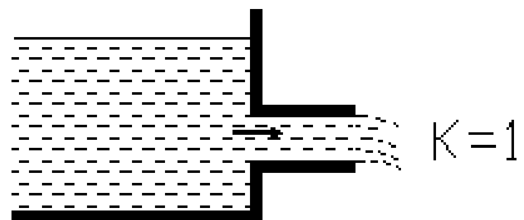
COEFICIENTES K DE PERDIDAS DE CARGA EN PIEZAS ESPECIALES

Pérdida de carga en metros de columna de líquido: $hf = K\dfrac{V^2}{2g}$ (V en m/s)

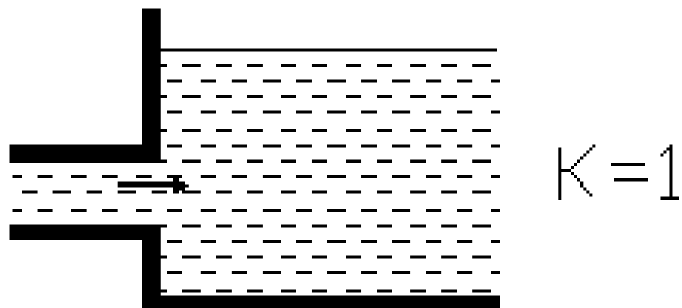




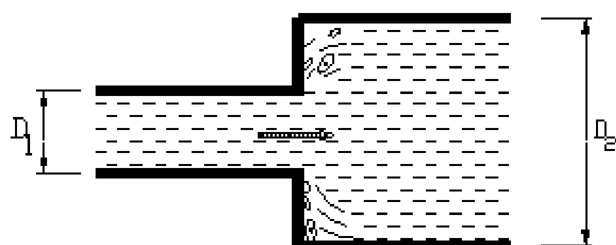




ENTRADA A DEPOSITO



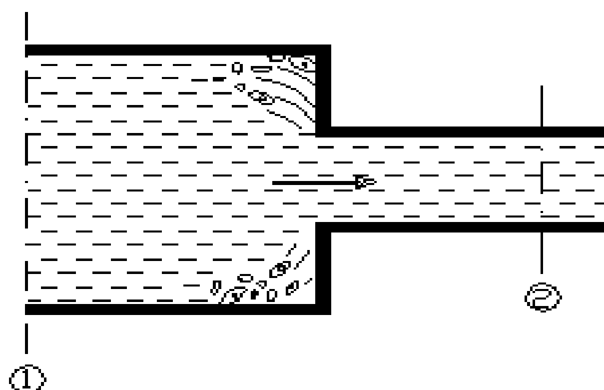
ENSANCHAMIENTO BRUSCO



$$K = \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right]^2$$

$$hf = K\frac{V_1^2}{2g}$$

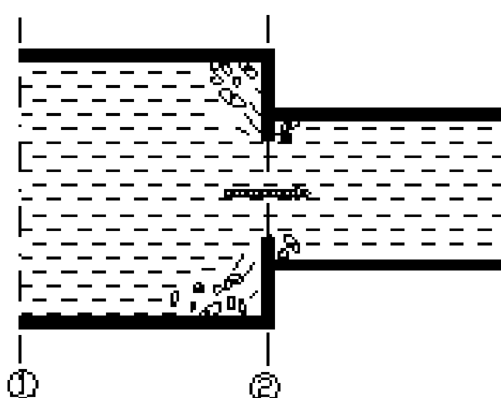
ESTRECHAMIENTO BRUSCO



$$K = \left[\frac{1}{C_c} - 1\right]^2$$

$$hf = K\frac{V_2^2}{2g}$$

A_2/A_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Cc	0.624	0.632	0.643	0.659	0.681	0.712	0.755	0.813	0.892	1

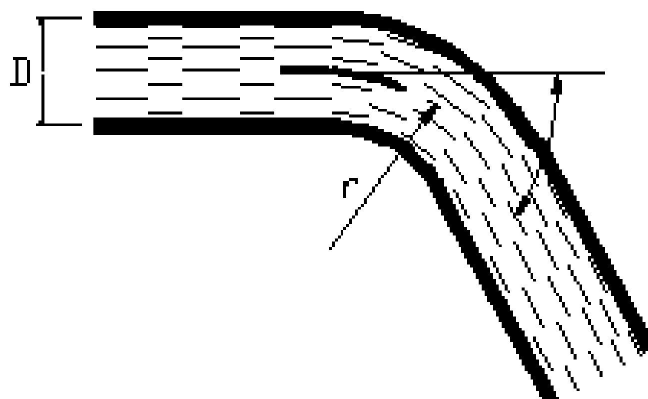


$$K = \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\right]^2$$

$$hf = K\frac{V_1^2}{2g}$$

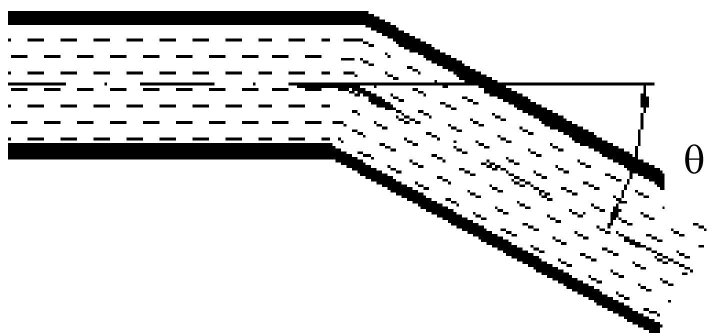
A_2/A_1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
K	232	51	18	9.6	5.3	3.1	2.1	1.2	0.6	0.48

CODOS REDONDEADOS



θ	rD				
	1	2	3	4	6
22.5º	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05
30º	0.07	0.06	0.06	0.06	0.06
45º	0.14	0.10	0.09	0.08	0.08
60º	0.19	0.12	0.11	0.10	0.09
90º	0.21	0.14	0.12	0.11	0.09

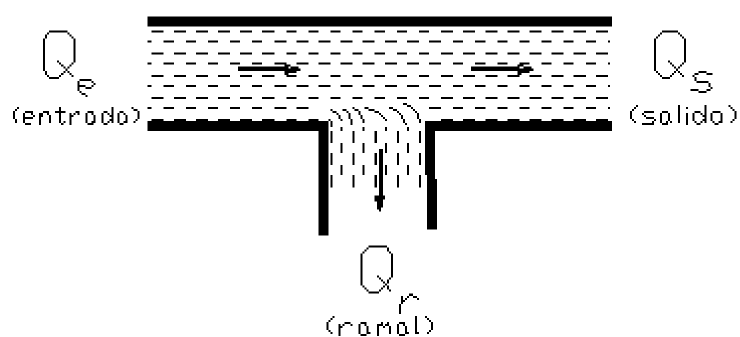
CODOS BRUSCOS



θ	22.5	30	45	60	90
K	0.07	0.11	0.24	0.47	1.13

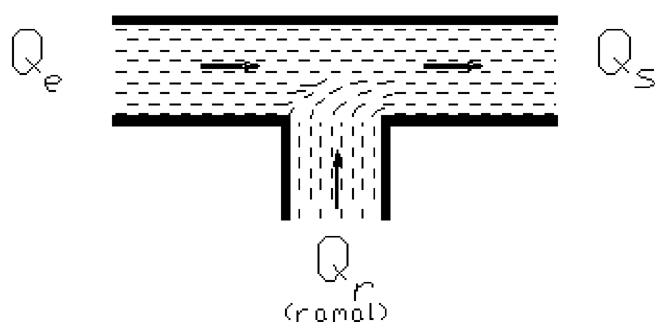
CODOS COMERCIALES DE 90º RADIO MEDIO: K≅ 0.75

CODOS COMERCIALES DE 90º RADIO GRANDE: K≅ 0.6



$$hf = K\frac{V_e^{\,2}}{2g}$$

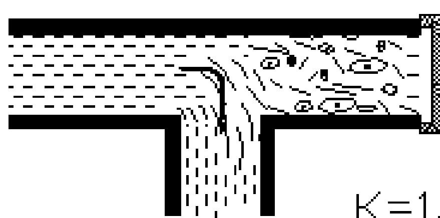
Q_r/Q_e	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
K_r	0.95	0.88	0.89	0.95	1.1	1.28
K_s	0.04	-0.08	-0.05	0.07	0.21	0.35

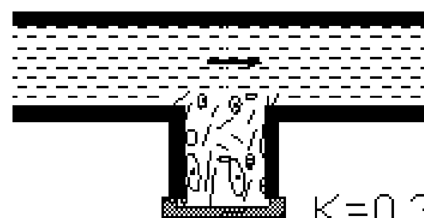


$$hf = K\frac{V_s^{\,2}}{2g}$$

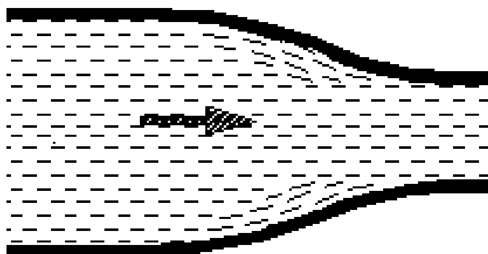
Q_r/Q_s	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1
K_e	0.04	0.17	0.3	0.41	0.51	0.6
K_r	-1.12	-0.4	0.08	0.47	0.72	0.91

EMPALME EN T NORMAL



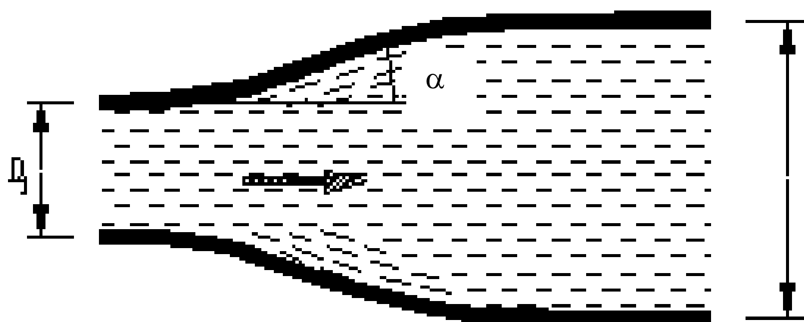


ESTRECHAMIENTO PROGRESIVO



hf despreciable

ENSANCHAMIENTO PROGRESIVO

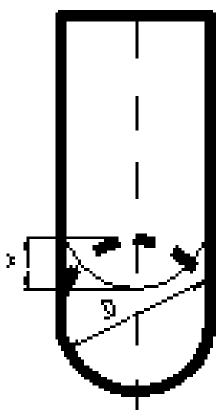


$$hf = K\frac{V_1^2}{2g}$$

$$K = 0.2\left[1-\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4\right](\alpha \leq 10)$$

$$K = ensanchamiento\,brusco(\alpha \geq 10)$$

VÁLVULA DE COMPUERTA (TUBOS CIRCULARES)

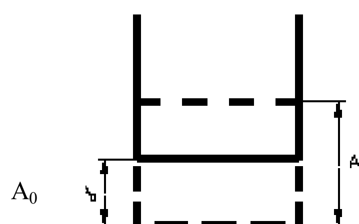


x = penetración del obturador (en m)

D = diámetro tubería (en m)

x/D	0	0.125	0.25	0.375	0.5	0.625	0.75	0.875
K	0.19	0.21	0.26	0.81	2.1	5.5	17	98

VÁLVULA DE COMPUERTA (TUBOS RECTANGULARES)

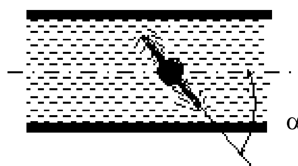


A_0 = sección de paso

A = sección tubo rectangular

A_0/A	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1
K	193	44.5	17.8	8.12	4.02	2.1	0.95	0.39	0.1	0

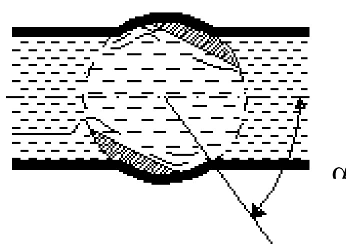
VÁLVULA DE MARIPOSA



α

a	5	10	15	20	30	40	45	50	60	70
K	0.24	0.52	0.9	1.54	3.9	11	19	33	120	750

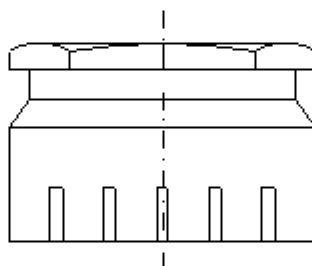
VÁLVULA ESFÉRICA



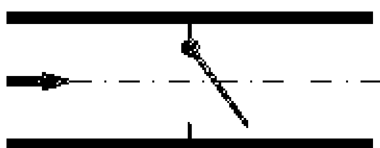
α	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	80
K	0.05	0.3	0.75	1.56	3.1	5.47	9.7	17.3	31.2	52.6	110	206	490	∝

VÁLVULA DE SEGURIDAD: K = 2,5

VÁLVULA DE PIE CON FILTRO: K = 2,5



VÁLVULA DE RETENCIÓN



DN 25 : K = 2,5

DN 50 : K = 2

DN 75 : K = 1,5

ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA
UNIBERTSITATE-ESKOLA POLITEKNIKOA

SAN SEBASTIÁN-DONOSTIA



Universidad del País Vasco
Euskal Herriko Unibertsitatea

SISTEMAS NEUMÁTICOS Y OLEOHIDRÁULICOS

Neumática y Electroneumática

Ingeniería Técnica Industrial en Electrónica y Mecánica

Almandoz Berrondo, Javier
Mongelos Oquiñena, Belen
Pellejero Salaberria, Idoia
Área de Mecánica de Fluidos
Setiembre de 2007

ÍNDICE

1. Introducción

La energía, no cabe duda, es una cuestión fundamental en toda actividad industrial y en cualquier servicio, y la selección de la forma de energía más idónea que ha de emplearse en cada momento es un aspecto substancial del problema. De entre todas las energías secundarias que el hombre dispone, el aire comprimido tiene unas propiedades específicas que lo hacen muy interesante para determinadas aplicaciones. Aunque su utilización se remonta a más de dos mil años y su incorporación a la industria sucedió hace bastante más de un siglo, fue a partir de 1950, en el momento en que empezó a emplearse en procesos de automatización, cuando se produjo un fortísimo incremento en su uso.

El aire comprimido es una energía con numerosas aplicaciones debido a sus grandes y múltiples cualidades y sus pocos inconvenientes, por lo que se ha hecho casi imprescindible, siendo difícil encontrar una industria que no lo utilice.

La tecnología que emplea este tipo de fuente de energía se denomina neumática, palabra que deriva de pneuma que significa viento, respiración e incluso alma. Técnicamente se define la neumática como la tecnología que estudia la producción, transmisión y control de movimientos y esfuerzos mediante el aire comprimido.

Paralelamente existe la oleohidráulica que tiene los mismos fines pero empleando como fuente de energía los líquidos a presión, fundamentalmente aceites.

Incidiendo ahora en las ventajas del aire comprimido diremos que dispone obviamente de una fuente inagotable; es transportable a distancias apreciables; puede almacenarse en cantidades moderadas en depósitos fijos o móviles; la temperatura no le afecta y es antideflagrante; es una energía limpia que no contamina y no requiere tuberías de retorno.

Los elementos que precisa en su utilización, tanto en producción como en uso, son simples, económicos y robustos; su mantenimiento es sencillo sin necesitar de especialistas; el riesgo de accidentes es mínimo.

Las velocidades de trabajo que proporciona son elevadas, sobre todo en las de giro, no superadas por casi ninguna otra fuente de energía, recuérdese el torno del dentista que puede alcanzar las 500.000 revoluciones/min. Si un elemento se sobrecarga no se estropea, solamente se para, volviéndose a poner en marcha cuando se retira aquella.

Los mecanismos en los que se utiliza aire comprimido poseen facilidad de regulación, tanto de velocidad como de fuerza, desde cero a su valor máximo. En los movimientos lineales se puede regular su posicionamiento, aunque en menor grado que los parámetros anteriores. Poseen una gran facilidad para conseguir el cambio de sentido de la marcha gracias a la poca inercia que tiene el aire. Se puede transformar un movimiento lineal en giratorio o viceversa sin problema.

Es una energía muy versátil, adaptable a muchísimos campos de aplicación, en ocasiones muy distintos y distantes; los elementos que utiliza ocupan poco espacio; incluso tiene la ventaja de que su instalación puede realizarse a posteriori, salvando cualquier dificultad.

Como inconvenientes hay que considerar que la fuerza que puede producir es limitada, no superando los 50.000 N. También que la velocidad que proporciona en los movimientos no es rigurosamente constante debido a la compresibilidad del aire. El esfuerzo no puede regularse con demasiada precisión y el posicionamiento intermedio tampoco es muy exacto ni resulta fácil su regulación.

El aire es transparente lo que hace a veces difícil detectar una fuga. El aire comprimido requiere una cierta preparación por lo que su costo es algo elevado. Hay que reseñar también que los procesos de generación y de descarga a la atmósfera del aire resultan algo ruidosos.

Como ya se ha reseñado su campo de aplicación y las funciones que puede llevar a cabo son amplísimas, se suele decir que viene tan solo limitado por la imaginación del usuario. En el cuadro siguiente se incluyen, sin intención de ser exhaustivos, algunas de las funciones que es capaz de ejecutar.

Misiones del aire comprimido		
Alimentar	Punzonar	Voltear
Apretar	Soplar	Doblar
Sujetar	Sincronizar	Clasificar
Levantar	Controlar	Maniobrar
Expulsar	Contar	Accionar
Empujar	Girar	Repetir hasta el ∞
Embutir	Fijar	Manipular
Remachar	Vascular	Etcétera

En el cuadro siguiente figuran algunas de las máquinas herramienta, no pocas portátiles, que pueden utilizar como fuente de energía el aire comprimido.

Máquinas que emplean aire comprimido		
Pulidoras	Tornos	Frenos
Taladradoras	Lijadoras	Amortiguadores
Fresadoras	Destornilladores	Dosificadoras
Pistolas pintoras	Pistolas limpiadoras.	Desbarbadoras
Dobladoras	Bruñidoras	Curvadoras
Punzonadoras	Sopladoras	Automatismos

1.1 Formas de energía para elementos de trabajo y de mando

La posibilidad, de poder, con ayuda de elementos apropiados (convertidores de señales, transductores de medida), transformar las señales de una forma de energía en otra, significa para la técnica de mando que dentro de un automatismo puede operarse con diferentes tipos de energía. Existe pues la posibilidad de diseñar un mando según criterios económicos y técnicos óptimos.

No obstante, la elección del sistema más adecuado no siempre es fácil y claro en la práctica. Junto a las exigencias definidas por el planteamiento del problema, son determinantes sobre todo las condiciones marginales, como por ejemplo el lugar de emplazamiento, las influencias ambientales, el personal de mantenimiento disponible, etc., que a menudo están en desacuerdo con la propia solución del problema y que pueden influir considerablemente en su solución.

A esto hay que añadir que en función de la formación del proyectista, pretenderá el “electricista” resolver el problema necesariamente mediante una solución de mando eléctrica, el “hidráulico” de una manera hidráulica y el “neumático” empleando la neumática. La solución de mando óptima de un problema planteado implica como condición previa el conocimiento de todas las alternativas que se ofrecen.

Los cuadros que se acompañan a continuación tienen como finalidad proporcionar una idea general de las características fundamentales de los medios más corrientes de trabajo y de mando, así como establecer unos criterios para su elección. Sin embargo no se trata ni puede tratarse aquí de una enumeración completa de todos los factores, sino sólo de una exposición de los puntos más importantes empleando palabras clave.

Criterio	Neumática	Hidráulica	Electricidad
Fuerza lineal	Fuerzas limitadas, debido a la baja presión y al diámetro del cilindro (50.000 N). Produce fuerza en reposo sin consumo de energía.	Grandes fuerzas utilizando alta presión. Produce fuerza en reposo con consumo de energía.	Mal rendimiento; gran consumo de energía en la marcha en vacío. No produce fuerza en reposo.
Fuerza rotativa	Par de giro en reposo también sin consumo de energía.	Par de giro también en reposo, originándose consumo de energía.	Par de giro más bajo en reposo.
Seguridad frente a las sobrecargas	Sí, se para. Vuelve a moverse cuando se elimina la sobrecarga.	Sí, se para. Vuelve a moverse cuando se elimina la sobrecarga.	No, se estropea.
Movimiento lineal	Generación fácil; alta aceleración; alta velocidad (1,5 m/s y más).	Generación fácil mediante cilindros; buena regulabilidad.	Complicado y caro.
Movimiento rotativo u oscilante	Motores neumáticos con muy altas revoluciones (500.000 min^{-1}); elevado coste de explotación; mal rendimiento; movimiento oscilante.	Motores hidráulicos y cilindros oscilantes con revoluciones más bajas que en la neumática; buen rendimiento.	Rendimiento más favorable en accionamientos rotativos; revoluciones limitadas.
Regulabilidad	Fácil regulabilidad de la fuerza y de la velocidad, pero no exacta.	Regulabilidad muy buena y exacta de la fuerza y la velocidad en todo caso.	Posible sólo limitadamente siendo el gasto considerable.
Acumulación de energía y transporte	Posible, incluso en apreciables cantidades sin mayor gasto; fácilmente transportable en conductos (1.000 m) y botellas de aire comprimido.	Acumulación posible sólo limitadamente; transportable en conductos de hasta unos 100 m.	Acumulación muy difícil y costosa, fácilmente transportable por líneas a través de distancias muy grandes.
Influencias ambientales	Insensible a los cambios de temperatura; ningún peligro de explosión; hay peligro de congelación existiendo elevada humedad atmosférica.	Sensible a las fluctuaciones de temperatura; fugas significan suciedad y peligro de incendio.	Insensible a las fluctuaciones de temperatura; en los ámbitos de peligrosidad hacen falta instalaciones protectoras contra incendio y explosión.
Gastos de energía	Alto en comparación con la electricidad; 1 m^3 de aire comprimido a 6 bar cuesta de 0,006 a 0,012 euros.	Alto en comparación con la electricidad.	Gastos más reducidos de energía.
Manejo	No requiere de especialistas ni en ejecución ni en mantenimiento. No presenta peligros.	Requiere de especialistas. Precisa conducciones de retorno.	Sólo con conocimientos técnicos; peligro de accidente; la conexión errónea causa a menudo la destrucción de los elementos y del mando.
En general	Los elementos son seguros contra sobrecargas; los ruidos del aire de escape son desagradables, necesita una amortiguación.	Con altas presiones ruido de bombeo; los elementos son seguros contra sobrecargas.	Los elementos no son seguros contra sobrecargas; ruidos en la maniobra de los contactores y electroimanes.

Tabla 1-1. Comparación de los medios de trabajo entre diversas tecnologías.

Criterio	Electricidad	Electrónica	Neumática presión normal	Neumática baja presión
Fiabilidad de los elementos	Insensibles a las influencias ambientales como polvo, humedad, etc.	Muy sensibles a las influencias ambientales como polvo, humedad, campos perturbadores, golpes y vibraciones; larga duración.	Insensibles a las influencias ambientales; con aire limpio larga duración.	Insensibles a las influencias ambientales; sensibles al aire contaminado; larga duración.
Tiempo de conmutación de los elementos	> 10 ms	<< 1 ms	> 5 ms	> 1 ms
Velocidad de las señales	Muy elevada (velocidad de la luz).	Muy elevada (velocidad de la luz).	10-40 m/s	100-200 m/s
Distancia salvable	Prácticamente ilimitada		Limitada por la velocidad de las señales	
Espacio necesario	Poco	Muy poco	Poco	Poco
Procesamiento principal de la señal	Digital	Digital, analógico	Digital	Digital, analógico

Tabla 1-2. Comparación de los medios de mando.

1.2 Características fundamentales del aire comprimido

El aire seco es una mezcla de gases formada fundamentalmente por nitrógeno (78%) y oxígeno (21%), aunque posee también pequeñas cantidades de otros gases como argón y dióxido de carbono. No obstante, el aire tiene la capacidad de contener en su seno cierta cantidad de vapor de agua dependiendo de la temperatura y de la presión a la que se encuentre. Por esta razón, el aire que se encuentra en la atmósfera es aire húmedo, pues contiene siempre cierta cantidad de vapor de agua. Por otra parte, se debe apuntar que el aire atmosférico no está libre de contaminación y puede llevar consigo humos y partículas sólidas de diferente grosor, sobretodo en áreas urbanas.

El aire comprimido utilizado en neumática se obtiene tomando aire atmosférico, elevando su presión y aplicando ciertos procesos que consiguen disminuir su contenido en humedad y en suciedad (capítulo 2). Siendo la presión la forma en la que se almacena la energía en el aire comprimido, es fundamental indicar si se trata de **presión absoluta** o de **presión manométrica** o **relativa**. Como es bien sabido, la presión absoluta toma como origen el vacío absoluto y es siempre positiva. La presión manométrica, a su vez, tiene como origen la *presión atmosférica local* o *presión barométrica* y puede tomar tanto valores positivos como negativos. Entre ambas presiones existe la siguiente relación:

Presión absoluta = presión barométrica + presión manométrica

Es preciso advertir que la presión atmosférica local es variable y depende fundamentalmente de la altura sobre el nivel del mar (altitud): Cuanto mayor es la altitud menor es

la presión atmosférica y viceversa. Además, la presión atmosférica local depende también de la meteorología. No obstante, existe la conocida como *Presión Atmosférica Normal* o *Atmósfera Estándar* (1 atm = 101325 Pa) que puede ser utilizada de una forma genérica cuando no se conoce la presión atmosférica o se estima que no es importante saber su valor exacto. Para tener una estimación de la presión atmosférica local en función de la altura A (en metros) sobre el nivel del mar, se puede utilizar la siguiente expresión: (Presión expresada en bar = 10^5 Pa)

$$\mathbf{P_{atmlocal} = 1{,}013 - 10{,}89 \cdot A \cdot 10^{-5}}$$

Por ejemplo, en México D.F. que está a 2.240 m sobre el nivel del mar, la presión atmosférica local está alrededor de los 0,768 bar.

En cuanto a las unidades en que se mide la presión, en la tabla 1-3 se recogen las más importantes y se indica la equivalencia entre ellas. Hay que mencionar que las unidades más utilizadas en neumática son el bar y el MPa en el sistema internacional y psi (libra por pulgada al cuadrado) en el sistema anglosajón.

	kg/cm²	**Pa**	**bar**	**atm**	**psi**	**mca**	**Torr**
kg/cm²	1	98.000	0,98	0,97	14,22	10	735
Pascal	$1{,}02 \cdot 10^{-5}$	1	10^{-5}	$9{,}8 \cdot 10^{-4}$	$1{,}45 \cdot 10^{-4}$	$1{,}02 \cdot 10^{-4}$	$7{,}51 \cdot 10^{-3}$
bar	1,02	10^5	1	0,99	14,50	10,2	751
atm	1,033	101.257	1,013	1	14,66	10,33	760
psi	0,0703	6.895	0,069	0,0682	1	0,703	51,74
mca	0,1	9.800	0,098	0,097	1,42	1	73,6
Torr	$1{,}36 \cdot 10^{-3}$	133,2	$1{,}33 \cdot 10^{-3}$	$1{,}32 \cdot 10^{-3}$	$1{,}93 \cdot 10^{-2}$	$1{,}36 \cdot 10^{-2}$	1

Tabla 1-3. Cuadro de equivalencias de unidades de presión.

El aire comprimido, desde que se toma de la atmósfera hasta que se utiliza para cumplir su cometido pasa por diferentes estados de presión y temperatura (capítulo 2). En las condiciones de presión y temperatura típicas de las aplicaciones neumáticas ($P_{máx}$< 12 bar; $T_{máx}$< 130 ºC), el aire cumple la ecuación de estado llamada de los gases ideales, que se expresa por:

$$\mathbf{p \cdot V = m \cdot R \cdot T}$$

donde p es la presión absoluta del aire, V es el volumen del recinto donde se encuentra, m es la cantidad de masa, T es la temperatura en escala absoluta y R es una constante que para el aire en el S.I. vale 287,14 J/(kg ºK).

Una consecuencia de los cambios de presión y temperatura a los que se ve sometido el aire en el proceso es que el caudal volumétrico no es constante, sino que va variando con los cambios de ambas variables. Por esta razón, es necesario establecer una convención para la medida y la expresión del caudal que evite errores de interpretación y de transmisión de información, cosa muy frecuente en la práctica.

En neumática generalmente se adopta como caudal de aire a efectos de comparación el **caudal en condiciones normales**, que es el caudal volumétrico medido a 0 °C de temperatura y a la presión atmosférica normal (1,013 bar). En este caso a la unidad de caudal se le antepone una N, que significa que se halla medido en condiciones normales (por ejemplo: Nl/min).

También suelen utilizarse ocasionalmente el **caudal en condiciones estándar**, medido a presión atmosférica normal y a 15 ºC, y el **caudal en condiciones libres**, que se mide a la presión atmosférica y a la temperatura del local o del exterior.

La conversión de un caudal en unas condiciones determinadas a otro caudal en otras condiciones distintas es muy sencilla. Combinando la ecuación de continuidad ($Q_0 \cdot \rho_0 = Q_1 \cdot \rho_1$) y la ecuación de estado de los gases ideales se tiene que:

$$Q_0 = \left(\frac{p_1}{p_0}\right) \cdot \left(\frac{T_0}{T_1}\right) \cdot Q_1$$

En esta ecuación tanto la presión como la temperatura tienen que estar expresadas en la escala absoluta correspondiente.

Para finalizar, se debe señalar que, cuando se trabaja con aire comprimido, la energía de posición y la energía cinética suelen ser despreciables frente a la energía de presión. La energía de posición siempre se puede despreciar porque tiene un valor muy reducido en todas las instalaciones industriales. La energía cinética sólo debe tenerse en cuenta si se trabaja con presiones muy reducidas o si se tienen escapes a la atmósfera a través de boquillas que reducen notablemente la sección de paso del aire.

2. Producción de aire comprimido

Una instalación de aire comprimido consta de dos partes: La *central compresora* donde el aire comprimido se produce y se prepara convenientemente para su uso y la *red de distribución*, que lo transporta hasta el punto de consumo. Este capítulo se dedica a explicar detalladamente el proceso de producción de aire comprimido, así como el proceso de distribución posterior, que es necesario para que los grandes beneficios que conlleva esta energía alcancen a todos y cada uno de los usuarios. Además, al final del capítulo se incluyen algunos apartados dedicados al diseño de los elementos más importantes de una instalación neumática y un apartado final en el que se profundiza en los compresores alternativos, los más habitualmente utilizados.

2.1 Central compresora

La misión de la central compresora es producir aire comprimido a una determinada presión y con unos niveles determinados de limpieza y de ausencia de humedad que garanticen unas condiciones de trabajo y de durabilidad óptimas. Generalmente consta de los siguientes elementos (figura 2-1):

- Filtro de aire
- Compresor
- Refrigerador – separador
- Depósito de regulación
- Secador

El compresor y el depósito regulador son dos elementos imprescindibles en toda central compresora y en conjunto son capaces de dar respuesta a la demanda de aire comprimido, que en ocasiones puede ser muy intermitente y variable. El refrigerador – separador y el secador son equipos destinados a mejorar la calidad del aire y son imprescindibles en instalaciones de entidad. Sin embargo, las instalaciones menores pueden carecer del secador y las más pequeñas incluso del refrigerador – separador.

2.1.1 Servicio a consumo variable

Para entender cómo la central compresora es capaz de proporcionar adecuadamente aire comprimido a una instalación con consumo intermitente y variable, es fundamental tener claro el funcionamiento del conjunto formado por el compresor y el depósito de regulación.

Como primera idea hay que subrayar que si no se dispusiera de un depósito de regulación, el compresor tendría que estar produciendo aire comprimido continuamente, incluso con las máquinas consumidoras paradas, ya que es preciso proporcionar el aire a presión en cuanto se necesita y con respuesta inmediata. Además, sería necesario regular constantemente el caudal

proporcionado por el compresor para adecuarlo exactamente al consumo y evitar así fluctuaciones de presión en la red de distribución.

Con la inclusión de un depósito de regulación en la central compresora la producción de aire comprimido se hace mucho más flexible y el compresor no tiene que producir aire comprimido constantemente: El caudal de aire que demanda la instalación es proporcionado por el depósito de regulación, y el compresor se encarga de reponer el volumen de aire cedido por éste sólo cuando es necesario. El depósito de regulación es simplemente un depósito con una cierta capacidad de almacenamiento de aire y en el que la presión se mantiene siempre entre unos valores máximo y mínimo establecidos. Este hecho hace que la presión en la red de distribución, con la que está directamente comunicado el depósito, se encuentre siempre comprendida entre dos presiones determinadas. Otras ventajas que ofrece el depósito de regulación es que es capaz de atender a consumos extraordinarios de la red y que permite amortiguar las pulsaciones de los compresores alternativos, que tienen un funcionamiento cíclico discontinuo (apartado 2.14).

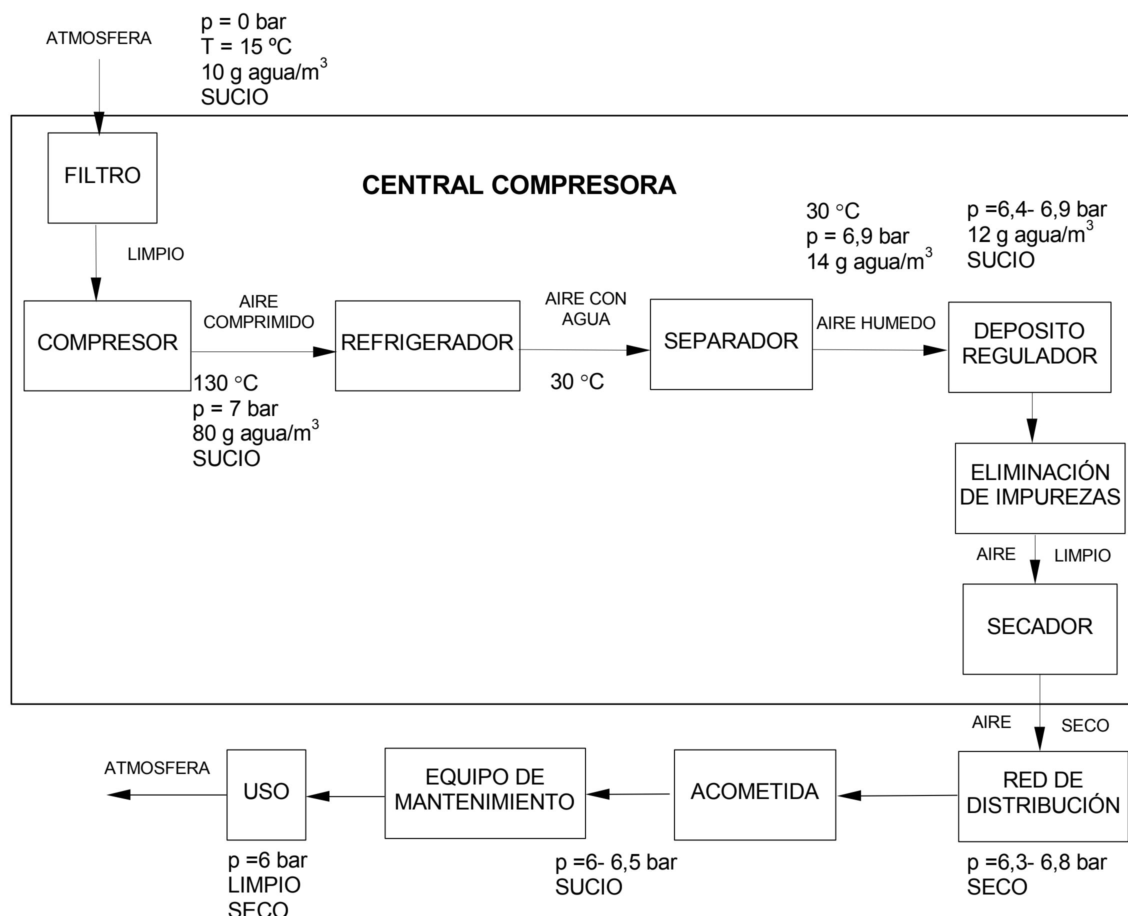


Figura 2-1. Organigrama de una central compresora y de la red de distribución.

El depósito de regulación va vaciándose mientras proporciona aire a la instalación hasta que en su interior se alcanza la presión mínima establecida. En ese momento transmite una consigna al compresor para que comience a producir aire comprimido y reponga el volumen que

ha salido para el consumo; mientras se produce la reposición del aire, el depósito puede seguir proporcionando el caudal de consumo que requiere la instalación. Cuando, como consecuencia del llenado, en el depósito se alcanza la presión máxima establecida, éste da la orden al compresor para que deje de producir aire comprimido y empieza a vaciarse de nuevo mientras proporciona el caudal necesario.

Así pues, el compresor funciona siguiendo un ciclo que está controlado por las necesidades del depósito de regulación. Se conoce como *ciclo de funcionamiento del compresor* al lapso de tiempo transcurrido entre dos consignas para reanudar la producción de aire comprimido consecutivas. Como ya se ha explicado, el compresor produce aire comprimido sólo en una parte de su ciclo de funcionamiento.

La anulación y la reanudación de la producción de aire comprimido por parte del compresor se puede realizar por dos procedimientos:

- Automático, con parada del compresor.
- Continuo, con el compresor en marcha en todo momento.

El primer procedimiento tiene como única ventaja el ahorro energético, pero el número de paradas y puestas en marcha debe limitarse para evitar fatigas en el motor, en el aparellaje eléctrico, en la transmisión y en el propio compresor. Por este motivo, la parada del compresor se utiliza normalmente tan sólo en compresores pequeños no superiores a los 10 CV de potencia.

La anulación de la producción del aire comprimido sin la parada del compresor se utiliza en las instalaciones de cierta envergadura y puede conseguirse mediante varios procedimientos. El más usual es el conocido como *puesta en vacío*, que consiste en devolver la totalidad del aire aspirado a la atmósfera sin haber sido comprimido. La potencia consumida durante esta fase puede oscilar entre el 10 y el 15% de la total.

2.1.2 Acondicionamiento del aire

Como ya se ha mencionado, producir el aire comprimido con unas condiciones determinadas de sequedad y limpieza es fundamental para que una instalación funcione correctamente y tenga una vida larga. Sin embargo, hay que tener en cuenta que eliminar casi la totalidad de la humedad y de la suciedad del aire, además de ser innecesario por lo general, puede tener un coste económico prohibitivo. Por tanto, el aire comprimido tiene que estar *únicamente* tan limpio y seco como sea indispensable.

Gran parte de la suciedad que puede llevar el aire de la atmósfera es eliminada por medio del filtro que se sitúa siempre en la entrada de la central compresora. De esta manera el aire llega relativamente limpio al compresor. Sin embargo, dentro de éste se le pueden agregar ciertos agentes contaminantes indeseados, tales como partículas sólidas y aceite quemado. Las partículas sólidas se pueden producir por desprendimientos de esquirlas y cascarillas metálicas. El aceite procede de la lubricación del compresor, donde se calienta e incluso se quema, y es arrastrado por

el aire en forma de gotas, vapor y partículas sólidas producidas en la quema. Por esta razón los compresores cuentan en su salida con un sistema para separar el aceite del aire, en el que además las partículas sólidas precipitan y pueden ser eliminadas. De esta forma el aceite puede ser reutilizado para la lubricación formando un circuito cerrado.

Desde que el aire comprimido sale del compresor hasta que llega a la red de distribución pasa por varios filtros y separadores que se encuentran en los elementos de la central. De esta manera se asegura que el aire llega a la red de distribución con una limpieza adecuada. Sin embargo, una vez en la red de distribución el aire puede ensuciarse con restos desprendidos de las tuberías de la instalación, tales como cascarillas de soldadura. Por esta razón, siempre se hace pasar el aire por un filtro en el equipo de mantenimiento (apartado 2.9.1) antes de ser finalmente usado.

En lo que se refiere a la humedad del aire, la razón más importante por la que se trata de eliminar es evitar que en la instalación se puedan producir condensaciones de agua que lleguen a los elementos de consumo. El funcionamiento y la vida útil de los actuadores neumáticos y las válvulas se ven seriamente perjudicados si se produce esta circunstancia.

Como es bien conocido, si se tiene una cantidad de aire húmedo a una determinada presión, al disminuir su temperatura se incrementa su humedad relativa hasta que llega un momento en que es del 100% y se satura. La temperatura existente en ese instante se denomina *temperatura o punto de rocío* y si el enfriamiento continúa, el agua contenida en el aire comienza a condensarse. Por tanto, admitiendo que la temperatura del aire de la instalación es la misma que la temperatura del ambiente, **para que en una instalación neumática no se produzcan nunca condensados la temperatura de rocío del aire tiene que ser menor que la temperatura ambiente más baja que pueda producirse**.

Por otra parte, se sabe también que la temperatura de rocío del aire a una presión determinada es menor cuanto menor es el contenido absoluto de agua (g agua / kg aire). Esto quiere decir que **la temperatura de rocío del aire de una instalación disminuye si se elimina una parte del agua que contiene**, que es precisamente lo que se hace en la central compresora por medio del *separador* que sigue al refrigerador y del *secador*.

En los apartados siguientes se explican más en profundidad cada uno de los elementos que conforman la central compresora.

2.2 Filtrado previo del aire

Es muy importante, con el fin de evitar problemas de mantenimiento y alargar la vida de la instalación, que el aire penetre en el compresor lo más limpio posible, con ausencia de impurezas y de partículas en suspensión.

Una primera precaución a adoptar es ubicar la central compresora en un lugar que permita una fácil renovación de aire, lejos de polvos y humos, y allí donde no existan corrientes fuertes de aire. A pesar de todo ello los compresores han de disponer en su aspiración de un sistema de filtrado que dificulte la entrada de partículas sólidas.

En el momento de seleccionar el filtro es preciso tener en cuenta que cuanto mayor sea su eficacia más cantidad de partículas retendrá, pero mayor será su pérdida de carga, repercutiendo desfavorablemente en el rendimiento del compresor.

Los tipos de filtros más utilizados son:

- Filtro de malla impregnado en aceite
- Filtro de fieltro
- Filtro de papel

El filtro de malla impregnado en aceite tiene una menor eficacia pero su mantenimiento es muy simple; se utiliza en compresores de capacidad reducida. Los filtros de papel son similares en eficacia a los de fieltro, pero tienen la ventaja de que al ser económicos, cuando se colmatan se desechan cambiándolos por uno nuevo.

2.3 Compresores

Un compresor es una máquina destinada a incrementar la presión de un gas o una mezcla de gases a partir de la presión atmosférica, con el fin de proporcionarle energía y utilizarlo en múltiples aplicaciones. El incremento de la presión del aire puede efectuarse en una única etapa o en varias etapas, que es como se hace cuando el aumento de presión necesario es muy elevado. En este caso el aire suele refrigerarse entre cada una de las etapas para mejorar el rendimiento del compresor y para disminuir la temperatura del aire a su salida. Si se trata de elevar la presión del gas partiendo de un valor superior al de la presión atmosférica, la máquina se denomina *surpresor* o *booster*.

El tamaño de los compresores puede variar desde grandes aparatos de varios cientos de kilogramos de peso hasta los más pequeños, que pueden transportarse sobre un pequeño carro sobre ruedas que permite su traslado con facilidad y su ubicación en cualquier lugar.

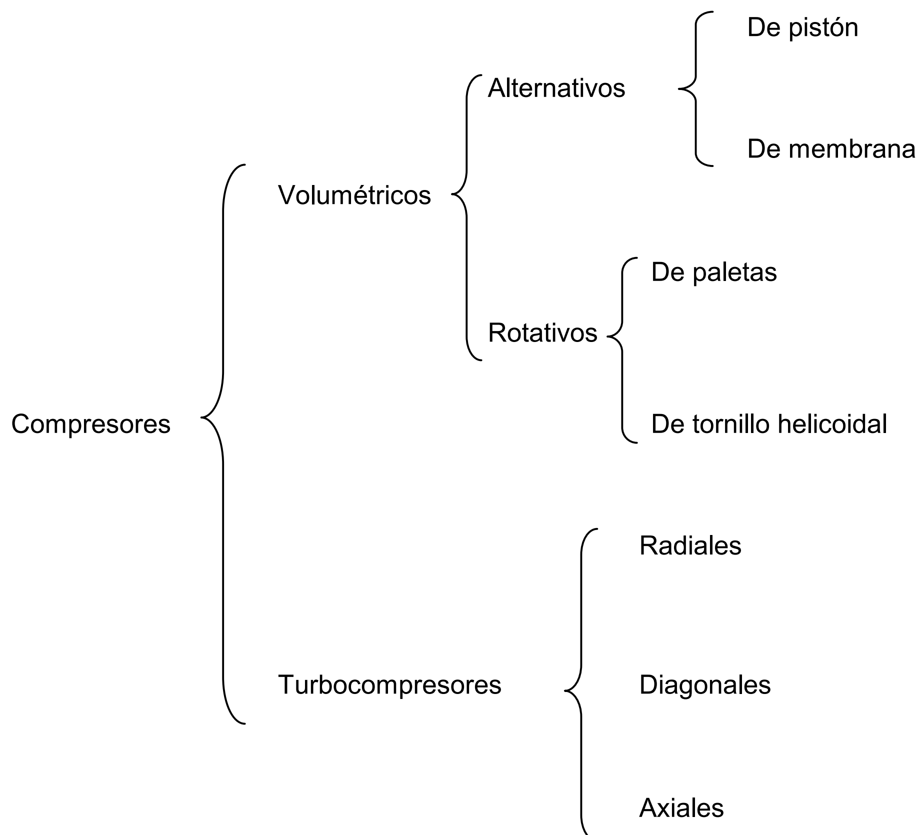
Los compresores tienen un inconveniente en el elevado nivel sonoro que alcanzan durante su funcionamiento, y que puede llegar a ser de hasta 85 dBA. Para evitar este problema se suelen

tomar diferentes medidas como colocar elementos aislantes de ruido alrededor del compresor y, si se puede, aislar la central compresora del resto del recinto.

2.3.1 Tipos de compresores

Los compresores que se fabrican hoy día se dividen en dos grandes grupos, atendiendo a su principio de funcionamiento: turbocompresores o compresores dinámicos y compresores volumétricos o estáticos.

Cada uno de estos grupos se subdivide a su vez en varias clases, que se muestran en el esquema siguiente:



Los turbocompresores o compresores dinámicos basan su funcionamiento en el teorema de la cantidad de movimiento. Disponen de un órgano fundamental, denominado impulsor, que gira sobre un eje a gran velocidad (figura 2-2), transformando la energía mecánica que recibe del motor de arrastre en energía cinética del fluido. Posteriormente esta energía cinética se transforma en energía de presión.

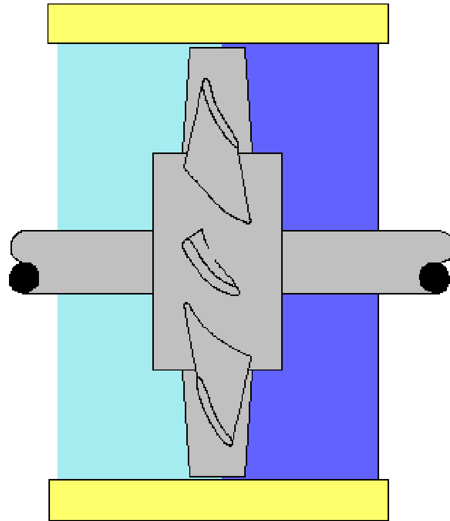


Figura 2-2. Turbocompresor axial.

Los compresores volumétricos o estáticos, llamados también de **desplazamiento positivo**, basan su principio de funcionamiento en la ecuación de estado de gas ideal y en el Principio de Pascal, es decir, aumentan la presión del gas gracias a la reducción de su volumen, transmitiéndola íntegramente a todo el fluido situado aguas abajo.

Estos compresores disponen de un elemento denominado desplazador, que atrapa el gas mediante la creación de una succión, reduce su volumen, y lo desplaza hacia la salida donde existe una presión superior.

Los compresores volumétricos se dividen a su vez en alternativos y rotativos, dependiendo del tipo de movimiento que posee su órgano desplazador.

Los compresores alternativos son los más utilizados en la industria y los servicios por sus notables ventajas y características, que los convierten en los más económicos tanto en el momento de su adquisición como en el de su uso.

Constan, en esencia, de un cilindro donde se desplaza alternativamente un émbolo arrastrado desde el exterior por un vástago, o simplemente por una biela; cuando éste comienza a salir del cilindro se crea una succión que permite la entrada del aire desde el exterior a través de una válvula, llenándolo (figura 2-3, izq.).

Cuando el pistón regresa se reduce el volumen y se incrementa la presión del aire hasta alcanzar un valor en el que se abre una válvula que conecta el cilindro con el servicio (figura 2-3, dha.).

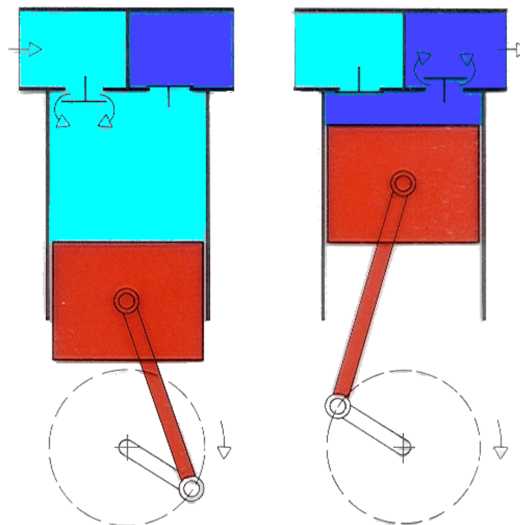


Figura 2-3. Esquema de funcionamiento de un compresor alternativo o de pistón.

En determinados compresores de prestaciones reducidas el pistón es sustituido por una membrana, que desplazada alternativamente, crea la succión y la compresión dentro de una cámara. Reciben el nombre de compresores de membrana (figura 2-4).

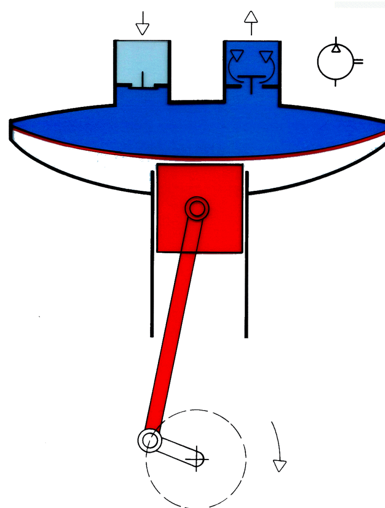


Figura 2-4. Compresor de membrana.

Los compresores volumétricos rotativos disponen de un cuerpo o carcasa generalmente cilíndrica, dentro del cual están dispuestas unas piezas móviles giratorias de una forma variada. Estas piezas crean unos recintos que en primer término atrapan el aire mediante succión, para luego disminuir su volumen, elevar su presión y al mismo tiempo desplazarlo hacia su salida, en contacto con una zona de mayor presión.

Entre este tipo de compresores cabe citar los de paletas y los de tornillo como los más importantes (figuras 2-5 y 2-6).

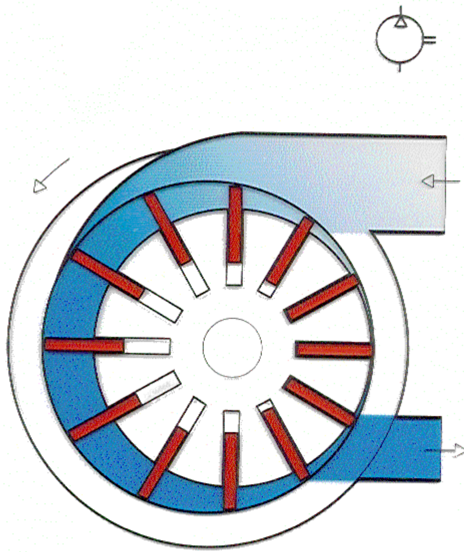


Figura 2-5. Esquema de compresor de paletas.

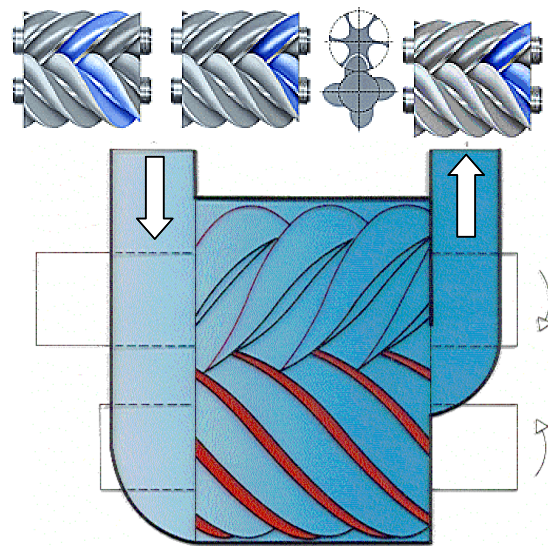


Figura 2-6. Esquema de compresor de tornillo.

2.3.2 Campos de aplicación de cada tipo de compresor

Los turbocompresores o compresores dinámicos se emplean para la producción de grandes caudales en aplicaciones muy específicas. Dentro de ellos, los compresores axiales corresponden a caudales muy importantes para presiones reducidas; los radiales o centrífugos trabajan con caudales relativamente menores y presiones más elevadas; y los diagonales se utilizan para valores intermedios.

Los compresores volumétricos o estáticos funcionan con caudales bastante menores que los anteriores, pudiendo obtener presiones más elevadas. Su campo de aplicación es notablemente más amplio que el de los compresores dinámicos.

En la figura 2-7 se puede observar los campos de aplicación, en caudal y presión, de cada uno de los tipos de compresor reseñados.

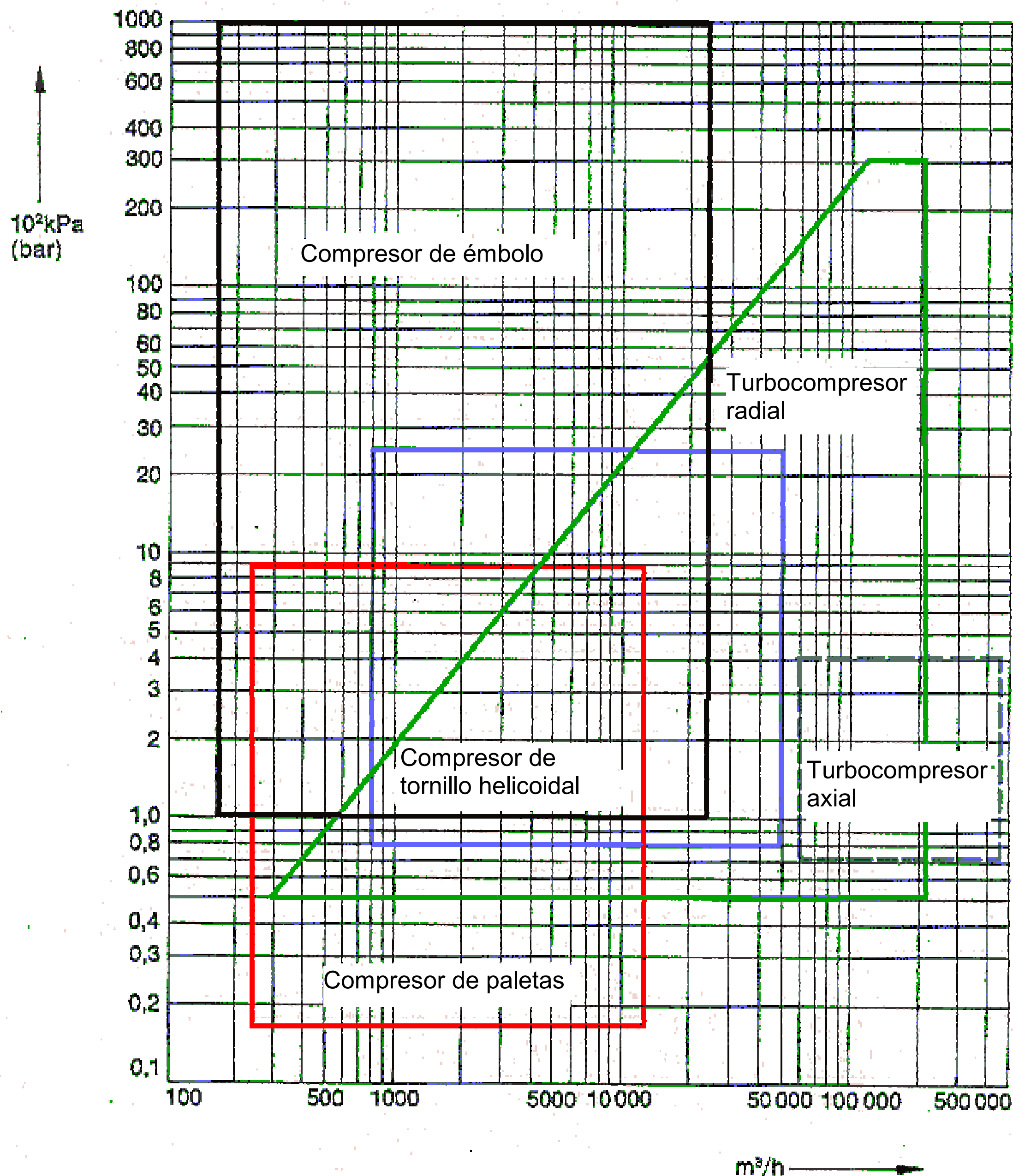


Figura 2-7. Campo de aplicación de cada tipo de compresor.

2.4 Refrigerador posterior - separador

El aire sale del compresor a una temperatura comprendida entre 80 y 130°C dependiendo del tipo de compresor de que se trate. Indudablemente esta temperatura es excesiva para la mayoría de utilizaciones, por lo que es necesario disminuirla. El conjunto formado por el refrigerador y el separador tiene como misión refrigerar el aire hasta 30-35°C aproximadamente, a la vez que se elimina toda la cantidad de agua que se condensa en dicho proceso, que suele ser cercana al 80% del contenido total.

En las instalaciones grandes el refrigerador es un intercambiador de calor multitubular aire – agua a contracorriente. En instalaciones más modestas suelen utilizarse intercambiadores aire – aire compuestos por un radiador refrigerado mediante un ventilador, tal como muestra la figura 2-8. El rendimiento de este tipo de refrigeradores es menor que el de los intercambiadores aire – agua.

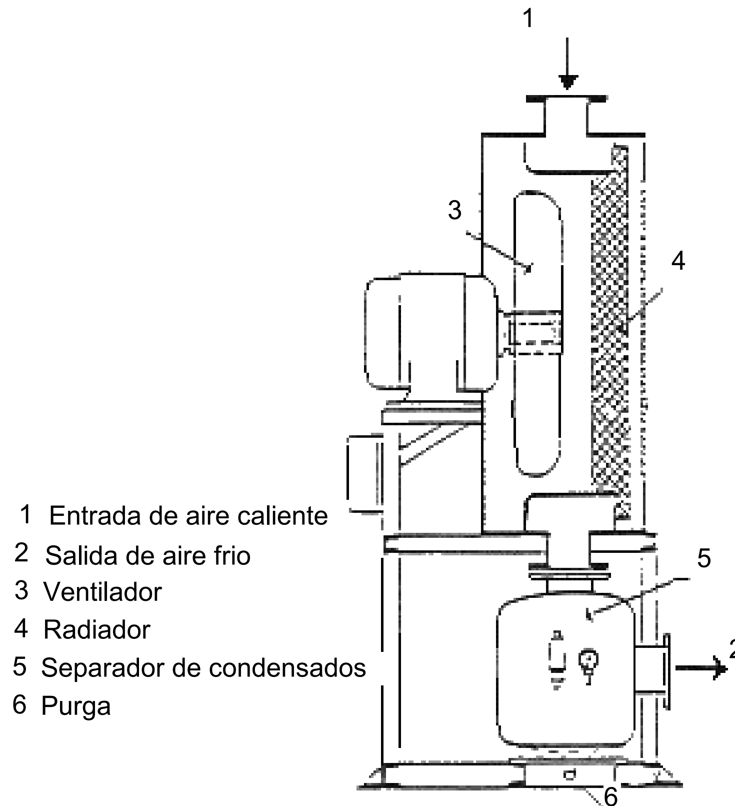


Figura 2-8. Esquema de un refrigerador aire – aire.

El separador generalmente se sitúa en la parte inferior del refrigerador. Consiste simplemente en una placa deflectora que obliga a sifonar el aire, lo que hace que el agua condensada se desprenda por gravedad. Una vez depositada en el fondo, el agua se elimina del depósito de recogida mediante una purga automática o manual.

El aire que sale del refrigerador – separador está saturado de agua que sigue condensándose a medida que la temperatura del aire desciende. Su eliminación definitiva se efectuará en el secador, tal como se describe más adelante.

2.4.1 Instalación de agua de refrigeración

En un intercambiador aire – agua el caudal de agua para la refrigeración puede llegar a ser importante, dependiendo indudablemente de la potencia del compresor. Una fórmula práctica que permite calcular dicho caudal es:

$$Q_t = \frac{0{,}86\,P \cdot 0{,}95}{\Delta t}$$

donde Q_t es el caudal de agua en m^3/h, P la potencia absorbida por el compresor en kW, 0,95 el coeficiente que evalúa la cantidad de calor que se elimina a través del agua, estimándose en 0,05 la cantidad de calor disipado a través del ambiente y Δt la diferencia de temperatura del agua entre su entrada y salida en °C. Normalmente se admite que sea de 10°C, si bien en algunas ocasiones puede ser superior.

En instalaciones de cierta importancia o en los casos en que el agua sea escasa o cara, es conveniente e incluso necesario montar un servicio de refrigeración en circuito cerrado que permita recircular el agua.

2.5 Depósito de regulación

El funcionamiento del depósito regulador y su importancia en la capacidad de generación de aire comprimido ya han sido explicados en el apartado referente a la central compresora (apartado 2.1). En este apartado que sigue se describen únicamente sus características constructivas más importantes.

El depósito de regulación cuenta en su interior con un presostato o con un sensor de presión para detectar cuándo se sobrepasa la presión máxima o mínima y transmitir la señal de mando pertinente al compresor. Para que en ningún caso la presión pueda sobrepasar el valor máximo prefijado, el depósito llevará instalada una válvula de seguridad. Dicha válvula ha de ser capaz de desalojar todo el caudal que pueda proporcionar el compresor sin que se incremente la presión en el depósito más de un 10%.

Por otra parte, el depósito habrá de llevar en su parte inferior una purga para eliminar los condensados que se producen al enfriarse naturalmente el aire, dado que su temperatura es generalmente superior a la del ambiente que le rodea. Para evitar que el flujo de aire arrastre el agua condensada, la entrada se efectúa por la parte inferior y la salida por la superior.

El depósito se construye normalmente con chapa de acero, pintado interior y exteriormente con pintura antioxidante. Es siempre cilíndrico con fondos en forma de sector esférico. El más económico es aproximadamente el que tiene una altura igual al diámetro. Sin embargo para que ocupe una superficie menor de terreno, suelen tener una altura superior, del orden de 2 a 3 veces el diámetro. En todo caso deberá cumplir el Reglamento de recipientes a presión y sus instrucciones técnicas complementarias, particularmente la MIE-AP 17 dedicada a instalaciones de tratamiento y almacenamiento de aire comprimido. Debe disponer, además, de una entrada de hombre para poder efectuar su limpieza y mantenimiento periódicamente.

A la salida del depósito ciertas instalaciones disponen de un tratamiento de filtrado que elimina el aceite y otro tipo de partículas que pudieran haberse mantenido hasta este punto (figura 2-1, *Eliminación de Impurezas*). Los filtros utilizados pueden ser de diferentes tipos y, en esencia, aprovechan la energía cinética del aire para desprender las partículas más grandes, y las propiedades de determinados materiales que impiden el paso de las partículas pero permiten la circulación del aire.

2.6 Secador

El secador tiene como finalidad eliminar la mayor parte del agua que todavía tiene el aire, de tal forma que posteriormente no exista posibilidad alguna de que se produzcan condensaciones. Por esta razón, en las instalaciones que disponen de secador no sería necesario, como se hace en las convencionales, tener una serie de precauciones en la red y en la propia acometida para eliminar el agua condensada.

Muchas instalaciones carecen de este elemento, pero es realmente muy útil, pues optimiza la instalación en gran medida, y no debe faltar en servicios de alguna importancia.

Existen fundamentalmente tres tipos de secadores: Los que eliminan el agua mediante materiales adsorbentes, los que lo hacen mediante sustancias absorbentes y los que lo realizan mediante un fuerte enfriamiento del aire.

2.6.1 Secado por adsorción

Consiste en hacer pasar el aire a través de un material adsorbente, como por ejemplo la alúmina, que tiene la propiedad de retener el vapor de agua en su superficie.

Dado que el material adsorbente se satura en un cierto período de tiempo, del orden de cuatro horas, el secador dispone de dos torres de secado en paralelo, para que funcionen alternativamente (figura 2-9).

En el tiempo en que una de las torres está trabajando la otra se regenera, es decir, se elimina el agua de la alúmina. La regeneración se produce mediante el soplado de aire caliente, generalmente calentado por medio de una resistencia eléctrica. El consumo de aire se estima en un 3% del caudal de aire tratado.

En determinados casos las torres no disponen de calentamiento, siendo entonces sus ciclos mucho más cortos, del orden de cuatro minutos, con un gran consumo de aire para el barrido de los condensados. En esta ocasión el caudal de aire necesario es del orden del 14% del caudal tratado. En ambos casos este caudal se deberá tener en cuenta en el momento de seleccionar el compresor.

El secado mediante este procedimiento es tan potente que pueden obtenerse temperaturas de rocío de hasta -70°C. Sin embargo, hay que subrayar que se requieren unas instalaciones muy costosas, por lo que su uso se limita a las aplicaciones en las que se necesita un nivel de sequedad muy elevado del aire.

En el caso de utilizar este tipo de secadores, como tratamiento final se dispone de un filtro que elimine las posibles partículas de material adsorbente arrastradas por el aire.

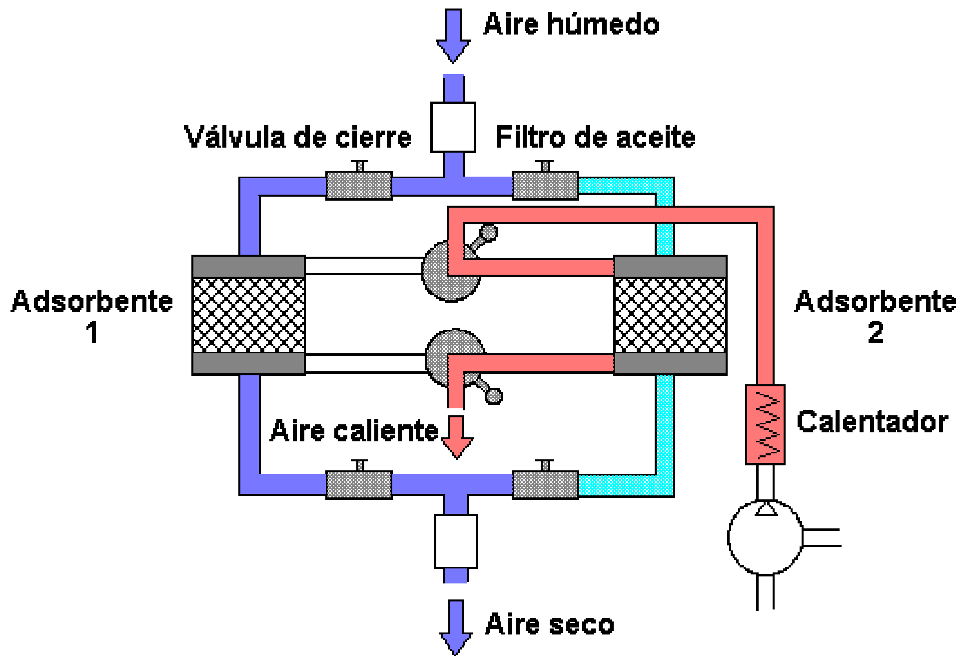


Figura 2-9. Esquema de un secador adsorbente.

2.6.2 Secado por absorción

En este caso el aire comprimido se hace pasar por un lecho de una sustancia salina (figura 2-10). El vapor de agua reacciona químicamente al entrar en contacto con dicha sustancia y se desprende como mezcla de agua y otras sustancias. Dicha mezcla no es regenerable y debe eliminarse regularmente del secador. Por tanto, este tipo de secado conlleva un consumo permanente de sustancia secante, que debe reponerse periódicamente dependiendo de las horas de funcionamiento del compresor. La temperatura de rocío que se puede llegar a conseguir mediante este procedimiento es de hasta –15ºC.

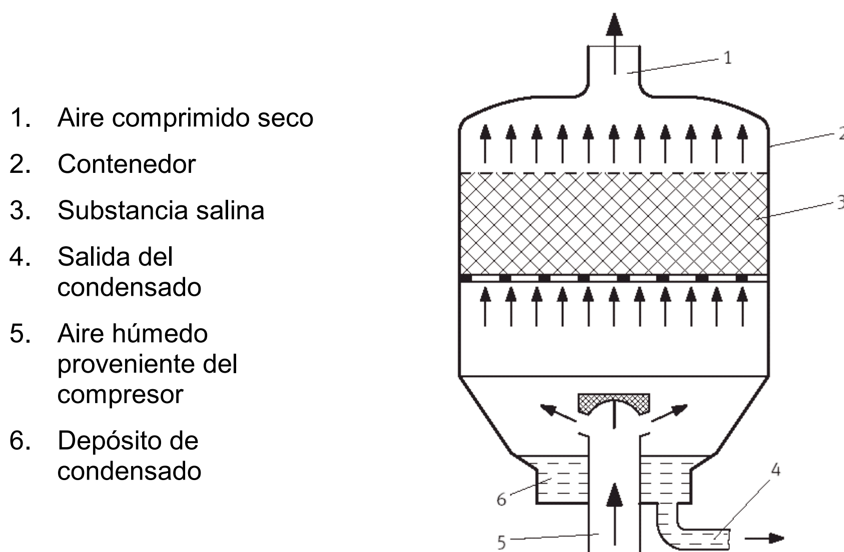


Figura 2-10. Esquema de un secador por absorción.

2.6.3 Secado por enfriamiento

El secado por enfriamiento consiste en enfriar el aire hasta 3°C aproximadamente, con lo que se consigue condensar gran parte del agua que contiene el aire, eliminar el condensado formado y volver a calentar el aire antes de incorporarlo a la red. Su funcionamiento, que se esquematiza en la (figura 2-11), consiste en lo siguiente:

En primer lugar, el aire se enfría en un primer intercambiador de calor desde los 30 - 35°C a que llega, a unos 20°C, gracias al calor absorbido por el aire refrigerado ya seco que se dispone a salir del secador. A continuación pasa a un segundo intercambiador donde se enfría hasta 2°C gracias a un sistema frigorífico; se forma agua condensada que posteriormente es retirada en un depósito separador.

Por último, el aire refrigerado seco se calienta hasta unos 20ºC antes de salir del secador, absorbiendo el calor del aire húmedo en el primer intercambiador, como ya ha sido explicado.

Gracias a este procedimiento se obtiene aire seco sin posibilidad de que se condense agua, si su temperatura no desciende por debajo de los 2 o 3°C. Estos secadores no tienen consumo de aire.

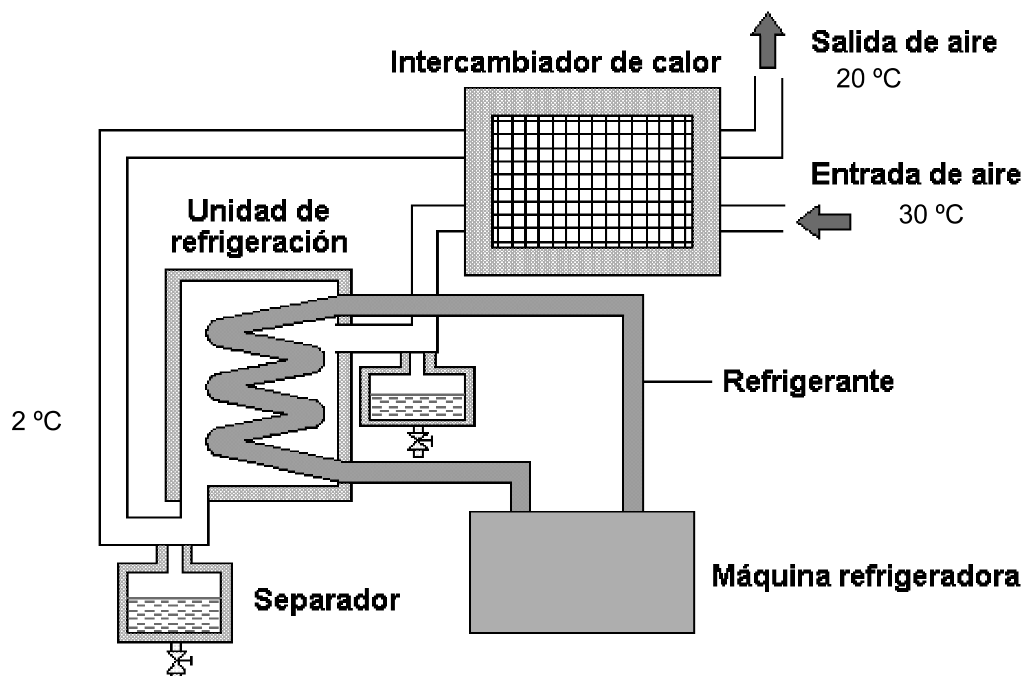
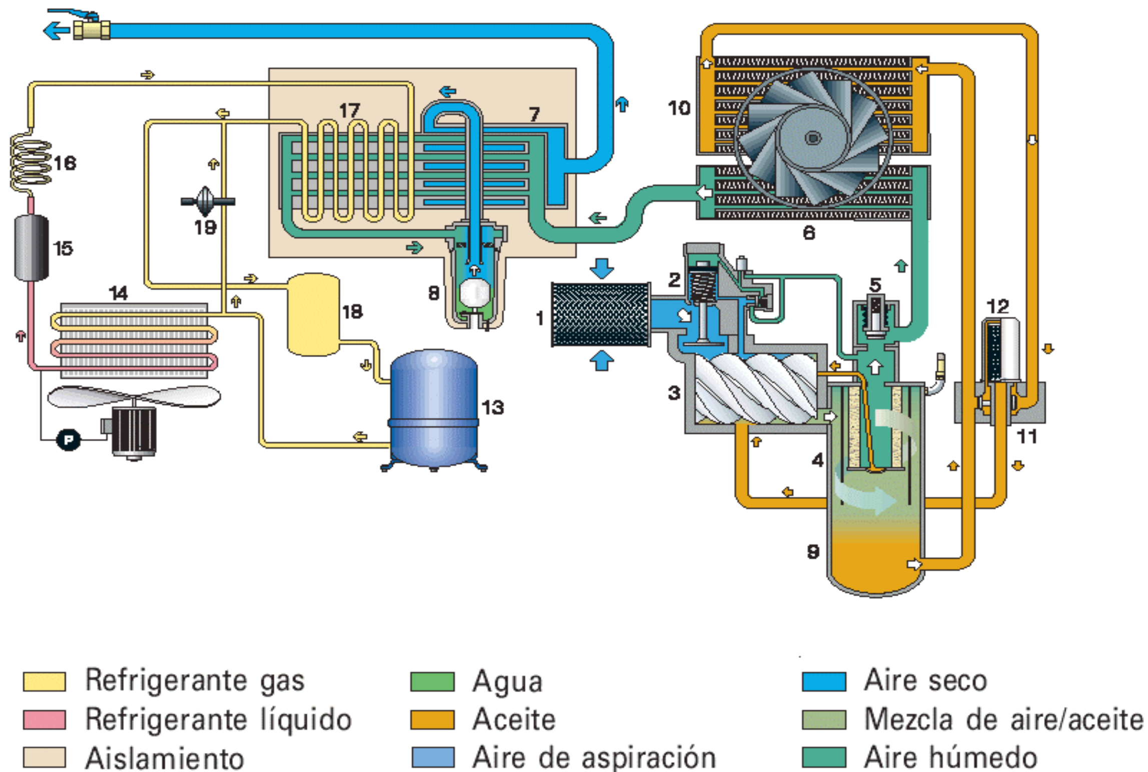


Figura 2-11. Esquema de un secador frigorífico.

2.7 Compresores compactos

Existen compresores que incluyen de manera compacta la central compresora casi completa, comprendiendo los filtros para eliminación de impurezas, el refrigerador y el secador. Este es el caso del compresor que se representa en la figura 2-12.



CIRCUITO DE AIRE		CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN
1. Filtro de aspiración de aire. 2. Válvula de aspiración. 3. Elemento de compresión. 4. Elemento separador de aceite. 5. Válvula de presión mínima. 6. Refrigerador posterior. 7. Intercambiador de calor aire-aire. 8. Separador de humedad con purgador.	9. Depósito de aceite. 10. Refrigerador de aceite. 11. Válvula termostática de by-pass. 12. Filtro de aceite.	13. Compresor de refrigeración. 14. Condensador. 15. Filtro de líquido refrigerante. 16. Tubo capilar. 17. Evaporador. 18. Acumulador. 19. Válvula de derivación de gas caliente.

Figura 2-12. Esquema de compresor de tornillo compacto.

2.8 Red de distribución

Después de haber producido y tratado convenientemente el aire comprimido, hay que distribuirlo de tal manera que llegue a todos y cada uno de los puntos de consumo. Para ello se deberán trazar a partir de la central compresora una serie de tuberías y de acometidas que constituyen la red de distribución.

2.8.1 Tipos de red de distribución

Existen tres tipos de red de distribución:

- Red ramificada o abierta
- Red mallada o cerrada
- Red mixta

El primer tipo de red está formado por la tubería que parte de la central compresora que se desglosa en dos y estas a su vez se ramifican en otras dos y así sucesivamente hasta alcanzar cada uno de los puntos de consumo, constituyendo una red abierta.

En el caso de la red mallada la tubería que parte de la central compresora se divide también en dos, y estas a su vez en dos, y así sucesivamente, pero cerrándose todas ellas en sus extremos, formando anillos cerrados.

La red mixta, probablemente la más frecuentemente empleada, está formada por circuitos cerrados, de los que parten algunos ramales que no se cierran en sus extremos (figura 2-13).

1. Tubería conexión compresor-instalación
2. Tubería principal
3. Acometida
4. Compresor
5. Codo de 90º
6. Horquilla para montaje en la pared
7. Tubo
8. Válvula esférica
9. Tubo acodado
10. Disco de pared
11. Empalme con rosca interior
12. Filtro
13. Lubricador
14. Unidad consumidora
15. Condensado
16. Tubo flexible
17. Tubería secundaria
18. Llave de cierre

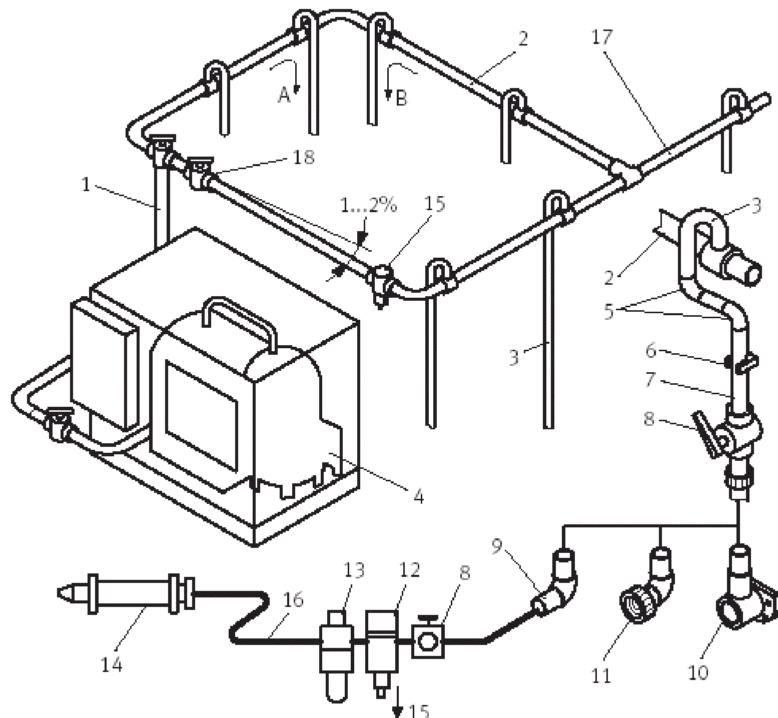


Figura 2-13. Esquema de red de distribución de aire comprimido.

La red de distribución abierta tiene como única ventaja que en principio es más económica al tener una menor longitud. En una red mallada los consumos pueden ser atendidos por caminos diferentes, consiguiéndose un reparto de caudales óptimo, que produce pérdidas de carga mínimas en las tuberías y por tanto presiones máximas en las acometidas, adecuándose en todo momento a la distribución de consumos, constantemente cambiante en este tipo de instalaciones.

Por otra parte en las redes cerradas se puede mantener el servicio en caso de avería, sin más que aislar el tramo en que se presente, mediante el maniobrado de válvulas estratégicamente distribuidas en la red. Obviamente, en una red abierta quedarán fuera de servicio todas las acometidas situadas aguas abajo del punto donde se produjera una anomalía.

Teniendo en cuenta tales aseveraciones se aconseja utilizar la red abierta tan sólo en instalaciones reducidas, que proporcionen un servicio de poca importancia. Por tanto se debe emplear la red mallada en todos los demás casos, si bien se pueden instalar ramales para atender a consumos alejados o de menor entidad, en los que el cierre del circuito pudiera ser costoso.

2.8.2 Trazado de las líneas

Las tuberías que forman la red se disponen casi universalmente aéreas, siendo subterráneas tan sólo en casos totalmente necesarios.

Se disponen normalmente en la parte más alta de la nave, junto a su techo o entre las cerchas, adaptándose al tipo de estructura, cuidando en todo caso no interrumpir la circulación de grúas puente o polipastos o perturbar otros elementos e instalaciones. En algunos casos pueden disponerse a menor altura junto a las paredes de la nave.

Las tuberías se sitúan colgadas mediante soportes dispuestos en el techo, o apoyadas en ménsulas, cuando discurren cerca de las paredes, o aprovechando la propia estructura de la nave. Los puntos de sujeción de la tubería deberán situarse a una distancia no mayor de 3 a 4 m.

La conducción debe disponer el mínimo de codos posible y cuando sean necesarios habrán de tener un radio amplio, evitando los cambios de dirección bruscos.

Previamente a diseñar el trazado de la red, es preciso conocer la disposición en planta de los puntos de consumo, junto con los caudales y presiones necesarios respectivos. Conocida esta disposición se procederá a elegir el punto de ubicación de la central compresora. Para obtener el menor costo en la implantación de la red y un buen funcionamiento de la instalación es aconsejable que la central compresora, en lo posible, se sitúe próxima al centro de gravedad de las cargas, es decir cerca de donde se encuentren los mayores consumos.

Sin embargo, en múltiples ocasiones para evitar ruidos, por necesidades de espacio o por otros motivos, la central se ubica en otros lugares, lo cual redunda en un mayor costo de tuberías, por su mayor longitud y diámetro, así como un mayor consumo de energía en su funcionamiento.

Teniendo en cuenta la posición de la central compresora y la distribución de consumos se diseña el trazado de la red, cuidando de que las líneas principales pasen próximas a los consumos más importantes.

2.8.3 Detalles constructivos

Si bien anteriormente se ha explicado que el aire comprimido producido por la central compresora puede salir casi totalmente exento de humedad, gracias al refrigerador posterior y al secador, es conveniente adoptar una serie de precauciones para eliminar el agua condensada en el caso de que pudiera producirse. En algunas instalaciones la central compresora carece de secador, e incluso de refrigerador posterior, en cuyo caso las precauciones se hacen necesarias; pero aunque existieran es conveniente adoptarlas por si se averiaran.

En todo caso ha de garantizarse que el aire comprimido llegue a los puntos de consumo sin humedad si se desea que los equipos neumáticos funcionen perfectamente, tengan un fácil mantenimiento y una larga vida.

Para conseguir tal objetivo se pondrán todos los medios posibles, teniendo tal misión una buena parte de los detalles constructivos de la red de distribución.

PENDIENTES DE LAS TUBERÍAS

Las tuberías principales y secundarias deben disponerse con una pendiente descendiente en el sentido del flujo no menor de 3 milésimas, entre 6 y 10 milésimas preferiblemente, de manera que el agua que pudiera condensarse sea arrastrada aguas abajo y pueda recogerse en puntos bajos, dispuestos cada 25 o 30 metros. Sólo se disponen tuberías horizontales en los tramos en los que, dada la variabilidad de la distribución de consumos, el aire pueda fluir normalmente en los dos sentidos.

RECOGIDA DEL AGUA CONDENSADA

Indudablemente los conductos no pueden descender indefinidamente, por lo que deben disponerse puntos en que recuperen la altura perdida, siendo en estos lugares precisamente donde se aprovecha para recoger el agua condensada. En estos puntos puede disponerse un doble codo o unos pequeños depósitos de recogida del agua condensada, tal como se observa en la figura 2-14.

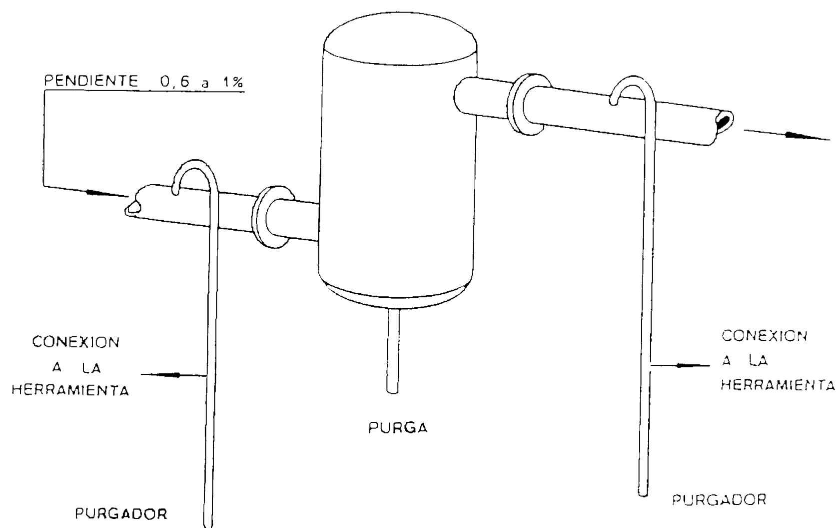


Figura 2-14. Depósito de recogida de agua.

Tanto una solución como la otra dispondrán una válvula de purga, que puede ser automática o manual, y una tubería que conduzca el agua condensada hasta un sumidero.

La solución más perfecta es indudablemente la del depósito ya que tiene una mayor capacidad de recogida del agua condensada, mayor dificultad de que sea arrastrada por la corriente de aire y una menor pérdida de carga.

VARIACIÓN DEL DIÁMETRO DE LA TUBERÍA

La modificación del diámetro de la tubería no debe realizarse en ningún caso en medio de un tramo, sino que deben aprovecharse los puntos de recogida del agua condensada. Si se disponen dobles codos el cambio de diámetro no se hará nunca mediante estrechamientos bruscos sino con conos de reducción.

TIPOS DE TUBERÍAS UTILIZADAS

Las cualidades que ha de tener una conducción de aire comprimido son fundamentalmente estanquidad y resistencia a la presión interna y a las solicitaciones externas.

Las tuberías más comúnmente empleadas son las de acero negro (no galvanizado), con o sin soldadura y unidas mediante roscado. En la unión roscada, para evitar las fugas, se utiliza estopa impregnada en minio, o mejor cinta de teflón. Externamente deberán tener un tratamiento antioxidante e irán pintadas en color azul moderado, según prescripción de la norma UNE 1063.

En instalaciones importantes suele emplearse la unión mediante bridas, soluciones que representan un mayor costo, pero garantizan una estanquidad superior.

Los diámetros nominales y reales de las tuberías de acero figuran en la tabla 2-1.

DIÁMETRO NOMINAL	DIÁMETRO EXTERIOR	DIÁMETRO INTERIOR
Pulgadas	mm	mm
1/8	10,2	4,9
1/4	13,5	7,7
3/8	17,2	11,4
1/2	21,3	14,8
3/4	26,9	20,4
1	33,7	25,6
1 ¼	42,4	34,3
1 ½	48,3	40,2
2	60,3	51,3
2 ½	76,1	67,1
3	88,9	79,2
4	114,3	103,5
5	139,7	128,9
6	165,1	154,3

Tabla 2-1. Diámetros de tuberías comerciales según norma DIN 2441.

Últimamente las tuberías de material plástico (poliéster reforzado, PVC, polietileno…) están sustituyendo al acero en algunas instalaciones, dadas sus ventajas respecto a éstas últimas: menor rugosidad y por tanto menores pérdidas de carga; eliminación de los problemas de oxidación y corrosión; y facilidad de montaje por su ligereza y maleabilidad, con costes del mismo orden que las de acero.

2.9 Acometidas de la red

Las acometidas de la red deberán ejecutarse siempre por la parte superior de la tubería, formando un codo de 180° tal como se observa en la figura anterior, para dificultar al máximo que el agua condensada sea arrastrada por el aire hacia el consumo.

La columna de la acometida concluirá en su parte inferior en un purgador que elimine el agua que pudiera condensarse. La salida hacia el consumo no se hará, por tanto, nunca en la parte inferior de la columna, sino en un lateral a una cierta altura.

2.9.1 Equipo de mantenimiento

En cada una de las bajantes de las acometidas, y previo a la toma por el equipo neumático que haya de utilizar el aire comprimido, se instala un equipo de mantenimiento (figura 2-5), compuesto por los siguientes elementos:

- Regulador de presión con manómetro.
- Filtro y deshumificador.
- Lubricador.

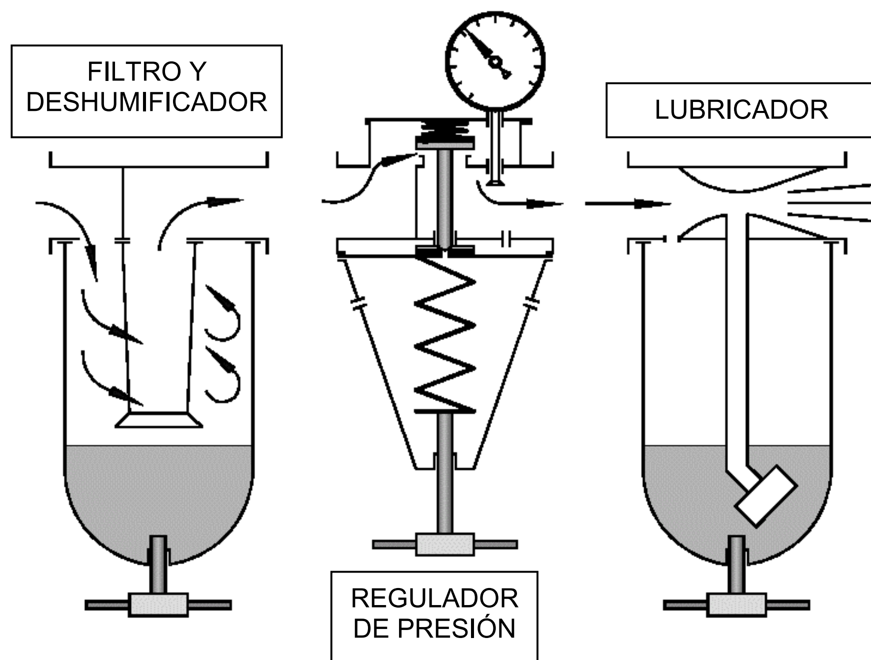


Figura 2-15. Unidad de mantenimiento FRL (Filtro, Regulador, Lubricador).

El regulador de presión tiene por objeto adecuarla la presión a la requerida por la máquina, herramienta o equipo que lo vaya a utilizar. En todo caso la presión de llegada ha de ser superior a la requerida, pues el regulador sirve para disminuir la presión pero no para aumentarla. El regulador es capaz de mantener la presión de salida en un valor constante independientemente de la presión variable de llegada.

El deshumificador elimina los últimos vestigios de agua condensada y suciedad con que pueda llegar el aire hasta ese punto, a pesar de las precauciones, casi obsesivas, que se han adoptado en el camino.

El lubricador tiene por objeto añadir al aire una pequeña cantidad de aceite limpio en forma de neblina, que facilite el empleo de la herramienta. Es preciso advertir que si en la central compresora se elimina el aceite del compresor es porque está sucio y contamina el aire en vez de darle una propiedad lubricadora.

2.9.2 La válvula de arranque progresivo

Se trata de una válvula de uso muy extendido recientemente. Se coloca a continuación de la unidad de mantenimiento y su misión es evitar movimientos incontrolados de los actuadores en la puesta en marcha de la instalación.

Después de todo paro de una instalación neumática que haya implicado su purga, es decir la instalación esté sin aire a presión en ninguna de las cámaras de los elementos de trabajo, si el arranque se realiza sin tomar precauciones se pueden producir movimientos bruscos y choques destructivos. Las válvulas de arranque progresivo garantizan un aumento gradual de la presión en la instalación actuando sobre la velocidad de llenado. Así cada uno de los elementos de trabajo retorna a su posición de partida de una forma lenta y controlada.

2.9.3 Enchufes rápidos

A la salida del equipo de mantenimiento se realiza, sin otro paso previo, la acometida al equipo neumático correspondiente.

Con el fin de darle a la instalación de aire comprimido la mayor facilidad de uso, es muy útil disponer a intervalos y en puntos perfectamente accesibles los denominados enchufes rápidos. Estos enchufes tienen la propiedad de que abren su paso en el momento en que se acopla a ellos la toma, y se cierran cuando se desacopla (figura 2-16).

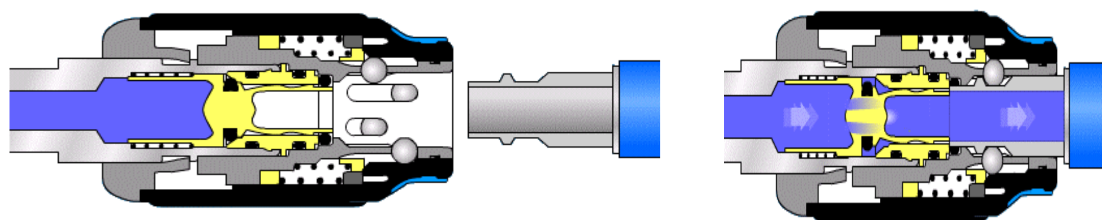


Figura 2-16. Conexión de aire mediante enchufe rápido.

2.9.4 Mangueras

Entre la salida del equipo de mantenimiento y la entrada al equipo neumático normalmente existe una corta distancia, que es usual salvarla mediante mangueras flexibles, que se adaptan a los cambios de dirección y a los posibles movimientos de los equipos.

Dichas mangueras son de caucho o de plástico con alma de acero o trenzado textil en algunas ocasiones. Se fabrican normalmente con los siguientes diámetros interiores: 6, 8, 10, 13, 16, 19, 25, 32, 38 y 50 mm.

2.10 Mantenimiento de un sistema de aire comprimido

Aunque un sistema de aire comprimido puede considerarse como una instalación robusta, capaz de funcionar continuamente, durante largo tiempo, sin grandes problemas, es necesario proporcionarle una serie de atenciones que optimen su marcha.

Los puntos en que ha de poner atención el servicio de mantenimiento se pueden dividir en: el compresor, la central compresora y la red de distribución.

2.10.1 Verificaciones a realizar en el compresor

Los fabricantes de compresores recomiendan realizar periódicamente una serie de cuidados a las máquinas que ellos venden, siendo recomendable cumplirlas con presteza. Estas atenciones, aunque pueden ser específicas para los diferentes tipos y tamaños de compresores, se pueden concretar en las siguientes:

Diaria o semanalmente

- Revisar el aceite y completar los depósitos si fuese necesario. Verificar la presión.
- Revisar los filtros de aire y limpiarlos en caso de presencia de suciedad.
- Drenar los refrigeradores intermedios en caso de compresores multietapados.
- Verificar las válvulas de seguridad.
- Revisar el caudal y la temperatura del agua de refrigeración.

Trimestral o semestralmente

- Cambiar el aceite.
- Revisar la transmisión.
- Revisar y limpiar todas las válvulas.
- Apretar pernos de anclaje.

Anualmente

- Revisar holguras entre pistones y cilindros.
- Verificar las válvulas, cilindros y engrases.
- Comprobar los cojinetes.

2.10.2 Precauciones en el uso de aire comprimido

La energía proporcionada por el aire comprimido posee grandes ventajas, de tal manera que es difícil encontrar una actividad industrial que no la utilice. Sin embargo, cabe decir que es una energía en cierta manera costosa que conviene no derrochar. Al ser el aire comprimido un producto limpio, que no perjudica a nada ni a nadie, puede ocurrir que no se tomen las debidas precauciones para aminorar su consumo.

Para no caer en tal defecto, es imprescindible eliminar las fugas, pero también no derrocharlo en escapes inútiles y en un uso abusivo en limpiezas y otro tipo de pistolas, que pueden tener un consumo muy elevado. En ocasiones puede ser interesante montar una red en paralelo con la principal con una presión de trabajo inferior a la normal, para atender al servicio de pistolas y otros elementos que requieran o sea suficiente una presión inferior.

Si el usuario del aire comprimido toma en consideración las advertencias que se han expuesto, no cabe ninguna duda que podrá disfrutar sin problemas de las grandes cualidades que posee este tipo de energía.

2.11 Cómo se selecciona un compresor

En el momento de seleccionar un compresor se han de considerar una serie de factores que dependen en gran medida de la instalación a la que ha de servir. Por tal motivo debe en primer término diseñarse la instalación y una vez conocida ésta suficientemente, se elige el compresor más idóneo.

Los factores fundamentales de la instalación a considerar son el caudal de aire necesario y la presión requerida. Otra serie de factores mecánicos y energéticos propios del compresor también tendrán incidencia en el momento de la selección.

2.11.1 Caudal que ha de proporcionar el compresor

Evidentemente el compresor ha de ser capaz de proporcionar el caudal suficiente para atender a todos y cada uno de los puntos de consumo, en el momento que lo requieran.

Como primera medida es necesario conocer el consumo de cada una de las máquinas y procesos en que se utilice el aire comprimido. Ahora bien, hasta conocer el caudal que ha de facilitar el compresor hay que recorrer un largo camino, ya que es preciso considerar una serie de cuestiones que se concretan y comentan en los próximos párrafos.

CONSUMO ESPECÍFICO DE AIRE COMPRIMIDO

Se define como consumo específico de aire comprimido de una máquina (Q_{Esp}) al caudal de aire, **medido en condiciones normales**, que demanda en funcionamiento continuo y a una presión determinada. La mejor manera de conocerlo es a través de su fabricante respectivo.

La tabla 2-2 indica los consumos normales de una serie de máquinas funcionando a 7 bar de presión absoluta de trabajo.

Consumos específicos de aire en equipos neumáticos. Presión absoluta de trabajo 7 bar. Caudal en Nm^3/min	
Martillos, servicio ligero	0,16
Martillos de cincelar y calafatear ligero	0,28 a 0,73
Martillo remachador	0,22 a 0,89
Prensa-remachador	0,3
Martillo para sacar machos de fundición	0,65 a 0,97
Pisón, moldeo a mano	0,33 a 0,84
Desincrustador (vibrado de machos)	0,2
Taladros	0, 1 95 a 1,69
Atornilladores no reversibles	0, 1 95 a 0,350
Roscadoras hasta 3/8" diámetro.	0,350
Esmeriladora muelas/disco	1,25 a 3,20
Amoladora	0,42 a 1,27
Pulidoras	0,30 a 0,65
Máquina para fresar ranuras 178/235 diám. muela	2,4 a 3,2
Llaves de impacto con árbol	0,30 a 1,80
Fresadoras radiales, fresa 10112 mm diám.	0,30 a 0,40
Fresadoras de ángulo, fresa 12/15 mm diám.	0,30 a 0,40
Llaves de carraca, cabezal cerrado	0,40
Sierras para aluminio, plásticos, hasta 15/40 mm	0,90 a 2,70
Cizallas	0,90 a 2,70
Motores neumáticos 0,45 CV a 1,4 CV	0,50 a 1,20
Bomba neumática	2,26 a 2,40
Elevador neumático, carga en kg 55/454	0,06 a 0,36
Pistola soplante	0,15
Pistoleta de pintar	0,15

Tabla 2-2. Consumos específicos de aire en equipos neumáticos.

Si la presión de trabajo fuera diferente de aquella con la que se hubiesen facilitado los consumos el caudal real debe calcularse mediante la siguiente expresión:

$$\mathbf{Q_{real} = Q_f \sqrt{\frac{P_{real}}{P_f}}}$$

donde Q_f y P_f son los datos facilitados por el fabricante. Las presiones utilizadas han de ser absolutas.

Un consumo a considerar, que suele tener importancia en el conjunto de gastos, es el que se efectúa a través de boquillas y pistolas, siendo su caudal dependiente del diámetro de salida y de la presión de trabajo. La tabla 2-3 proporciona una idea de tales consumos.

Diámetro mm	Caudal Nl/min	Pérdida de energía CV
1	74	0,41

3	668	4,22
5	1.857	11,29
10	7.428	44,90

Tabla 2-3. Consumo de aire en boquillas. (p_{abs} = 7bar)

COEFICIENTES DE CORRECCIÓN DEL CONSUMO

En un principio puede parecer que el caudal a proporcionar por el compresor es la suma de los consumos de cada máquina, pero esto no es así, ya que es preciso tener en cuenta una serie de consideraciones que se concretan en unos coeficientes de corrección, multiplicadores de dicha suma.

Coeficiente de uso (C_U)

Se denomina *coeficiente de uso* (C_U) al cociente entre el tiempo en que un equipo neumático está consumiendo aire y el tiempo total de funcionamiento de dicho equipo. También es conveniente conocer este parámetro a través del propio fabricante, aunque puede ser variable, dependiendo incluso del operario que lo utilice. En la tabla 2-4 se facilitan valores de este coeficiente, el cual debe multiplicarse por el consumo específico correspondiente a cada máquina para conocer el caudal medio realmente consumido por la máquina.

COEFICIENTE DE USO EN EQUIPOS NEUMÁTICOS	
Máquinas rectificadoras	0,5
Máquinas de pulir	0,3
Taladradoras	0,4
Terrajadoras	0,2
Atornilladores	0,2
Aprietatuercas	0,2
Mordazas	0,1
Cinceladores	0,4
Remachadores	0,1
Pisones	0,2
Chorros de arena	0,5
Boquillas sopladores	0,1
Pistolas de pintura	0,5
Cilindros de aire	0,2

Tabla 2-4. Coeficiente de uso en equipos neumáticos.

Coeficiente de simultaneidad (C_S)

Evidentemente en una planta donde existan una serie de máquinas que utilicen aire comprimido, no todos sus equipos neumáticos funcionarán de manera coincidente, sino que lo harán alternadamente. Por ese motivo la suma de caudales reales consumidos por las máquinas, habrá de multiplicarse por un coeficiente reductor, lógicamente menor que la unidad, denominado *coeficiente de simultaneidad* (C_S).

Este coeficiente no es fácil de conocer y es muy variable de unas instalaciones a otras; indudablemente un estudio detallado de los procesos en que se utilice el aire comprimido conducirá a obtener el valor más adecuado. Para resolver esta cuestión, en muchas ocasiones difícil de salvar, los manuales proporcionan valores de este coeficiente en función del número de máquinas que emplean aire comprimido, tales como los que figuran en la tabla 2-5.

COEFICIENTE DE SIMULTANEIDAD

Según el número de equipos neumáticos

nº	Coeficiente	nº	Coeficiente
1	1	25	0,60
5	0,82	30	0,57
10	0,74	40	0,52
15	0,68	50	0,48
20	0,64		

Tabla 2-5. Coeficiente de simultaneidad.

Coeficientes de mayoración (C_{MF} y C_{MA})

Toda instalación de aire comprimido por muy perfecta que sea sufre eventuales y a veces continuas fugas, que es preciso considerar en el momento de calcular los consumos. Lógicamente el volumen de las mismas depende de la calidad de la instalación y sobre todo de su mantenimiento; por ello el valor del *coeficiente de mayoración por fugas* (C_{MF}) podrá oscilar bastante. En el momento del cálculo del caudal se puede adoptar un coeficiente que oscile entre 1,05 y 1,1.

Por otra parte, una instalación correcta invita a utilizarla cada vez más, ya que un buen servicio favorece el incremento de consumo. Este aumento de necesidades no solamente hay que tenerlo en cuenta dentro de los propios procesos que se piense abastecer, sino también para futuras ampliaciones que se pudieran llevar a cabo con posterioridad.

Siempre es difícil hacer previsiones a cierto plazo, pero en este tipo de instalaciones se aconseja, por experiencia, tener en cuenta un *coeficiente de mayoración para futuras ampliaciones* (C_{MA}). Evidentemente el valor a asignar puede oscilar mucho, dependiendo de muchos factores; en caso de no poderlo determinar de algún modo se suele adoptar un valor que oscila entre 1,25 y 1,50.

Coeficiente debido al ciclo de funcionamiento del compresor (C_{CC})

El último coeficiente que hay que tener en cuenta está motivado por el ciclo de funcionamiento del propio compresor. El compresor tiene que proporcionar todo el volumen de aire consumido en la fracción del ciclo de funcionamiento en la que produce aire comprimido. Por tanto, su valor es el cociente entre la duración total del ciclo de funcionamiento y el tiempo en el que el compresor está produciendo aire comprimido. Lógicamente su valor es siempre mayor que uno y normalmente cercano a dos.

Con todo lo anterior se tiene que el caudal que debe ser capaz de proporcionar el compresor es:

$$Q_{comp.} = C_S \cdot C_{MF} \cdot C_{MA} \cdot C_{CC} \cdot \sum_{i=1}^{n} Q_{Esp.\,i} \cdot C_{U\,i}$$

En este punto hay que subrayar que se ha de poner especial atención en conocer en qué condiciones se encuentran medidos los caudales facilitados por los catálogos. Es frecuente que además de medirse el aire en condiciones normales (1,033 kg/cm^2 y 0°C), se haga en lo que suele denominarse aire libre, es decir, en las condiciones de presión y temperatura del local. Ambos valores pueden en algunos casos ser bastante diferentes.

Veamos un caso concreto: Se tiene un compresor que trabaja en un punto a 300 m de altitud y en un ambiente cuya temperatura es de 25ºC que absorbe 10 m^3/min de aire libre, se desea saber qué cantidad de aire en condiciones normales realmente aspira.

Se utiliza para su resolución la ecuación PV/T = constante; la presión atmosférica local a 300 m de altura es de 0,996 kg/ cm^2; con lo cual se puede escribir:

$$\frac{0{,}996 \cdot 10}{273 + 25} = \frac{1{,}033 \cdot Q}{273}$$

de donde se deduce que Q es igual a 8,83 N m^3/min. Como puede verse es un 11,7% inferior.

2.11.2 Presión de trabajo

Todo compresor dentro de su ciclo de funcionamiento proporciona su caudal a diferentes presiones, dependiendo de las presiones a que esté tarado el presostato del depósito de regulación. A efectos de selección del compresor hay que adoptar la presión máxima.

La presión máxima del depósito de regulación es equivalente a la de trabajo de los equipos neumáticos de las máquinas más las pérdidas de carga en la distribución, más las pérdidas en el tratamiento posterior (secador), más la presión diferencial del depósito. La presión usual para usos industriales es del orden de 8 kg/cm^2 absolutos. Se insiste en la importancia que tiene al hablar de presiones conocer si se trata de presiones manométricas o absolutas.

2.11.3 Parámetros energéticos y mecánicos de un compresor

En el momento de seleccionar un compresor y sobre todo a efectos comparativos entre distintas soluciones, es conveniente no olvidar una serie de parámetros tanto de gastos energéticos como de características mecánicas que pueden definir la calidad de aquél.

Empezando por los factores energéticos que tienen incidencia en el costo de la factura de la energía, es fundamental conocer la potencia absorbida por el compresor, o por el grupo motocompresor.

Para poder comparar distintas máquinas se suele utilizar la potencia específica absorbida, es decir la potencia que consumen por unidad de caudal proporcionado. Lógicamente este parámetro depende de las características del compresor; los valores de la tabla 2-6 pueden tomarse como orientativos, para una presión de 8 bar absolutos.

Compresores de simple efecto, monoetapados, con refrigeración por aire	7,4 kW/Nm^3/ min
Compresores de simple efecto, dos etapas y refrigeración por aire	5 a 5,5 kW/Nm^3/min
Compresores de doble efecto, dos etapas y refrigeración por agua	4,9 a 5,1 kW/Nm^3/min

Tabla 2-6. Potencia específica absorbida.

En cuanto a aspectos mecánicos y funcionales del compresor pueden hacerse las siguientes consideraciones:

Para presiones de trabajo superiores a 4 bar absolutos y caudales mayores de 500 Nl/min es mejor que el compresor tenga dos etapas.

Por motivos de mantenimiento es conveniente que el número de cilindros y de válvulas sea reducido; pero como ello va en contra del rendimiento de la máquina, se prefiere reducir aquellos en el caso de compresores pequeños, que hayan de funcionar pocas horas, y si se desea facilitar el mantenimiento.

En principio es mejor que el compresor tenga un número de ciclos más bien reducido, para minorar el número de aperturas y cierres de las válvulas; además es conveniente que la velocidad de los pistones sea pequeña para reducir el desgaste en cilindros, vástagos, segmentos y empaquetadura.

En cuanto al sistema de refrigeración es conveniente que sea con agua en el caso de grandes compresores o que vayan a funcionar un gran número de horas por día. En los demás casos puede ser suficiente la refrigeración por aire.

El sistema de engrase a presión es más conveniente que por barboteo, pero este último es apto para compresores de tamaño pequeño y medio.

El sistema de arrastre mejor es el directo, pues evita vibraciones y tiene un rendimiento mayor, pero los otros sistemas pueden emplearse en un buen número de compresores de tamaños menores.

En el momento de adquirir un compresor no hay que olvidar nunca unos aspectos que pudiéramos llamar comerciales como son la facilidad de conseguir repuestos, el período de garantía, el servicio posventa y el prestigio de la empresa fabricante.

Todos los factores anteriores junto con el grado de utilización que va a tener el compresor, el tipo de servicio que vaya a prestar y evidentemente su costo, convenientemente ponderados, conducirán a elegir un buen compresor para cada caso.

2.12 Cálculo del volumen del depósito de regulación

El volumen del depósito de regulación depende de tres factores:

- Caudal proporcionado por el compresor.
- Duración de cada fase del ciclo de su funcionamiento.
- Presión diferencial del presostato.

El caudal facilitado por el compresor ha sido calculado con anterioridad a partir de los consumos y de una serie de coeficientes multiplicadores. La capacidad del depósito de regulación depende evidentemente de la duración relativa de las dos fases en que se divide el funcionamiento discontinuo del compresor, ya que la finalidad de aquel es precisamente facilitar los consumos existentes durante el tiempo en que éste no proporciona caudal.

El número de ciclos de funcionamiento no debe ser superior a 20 por hora cuando se para el compresor para que no proporcione caudal, pudiendo ascender a 60 en el caso de que el compresor se ponga en vacío para el mismo objetivo.

Normalmente se supone que en cada ciclo el compresor proporciona caudal durante el 40 al 60% de su duración total. Si el tiempo en que el compresor facilita caudal es alto, podrá ser menor su potencia pero será mayor el volumen del depósito, y a la inversa.

La diferencia de presiones entre los niveles superior e inferior condiciona de manera importante el volumen del depósito pero también las características del compresor. Si se adopta una presión diferencial alta, el volumen del depósito disminuirá, pero obligará al compresor a proporcionar una presión superior, y viceversa.

La presión mínima en el depósito ha de ser igual a la presión de trabajo en los equipos neumáticos más las pérdidas de carga en los elementos situados entre ambos, es decir, el secador, el tratamiento final del aire y la red de distribución. Este valor puede oscilar entre 0,2 bar para las grandes instalaciones y 0,4 bar para las de menor tamaño.

La presión mínima más la presión diferencial, es decir la presión máxima, más la pérdida de carga entre compresor y depósito, es la que ha de proporcionar el compresor, para la cual debe ser seleccionado. Es usual adoptar una presión diferencial comprendida entre 0,4 y 0,8 kg/cm^2.

Teniendo en cuenta los factores señalados, el volumen total de almacenamiento entre el depósito y las tuberías de distribución viene facilitado por la expresión:

$$\mathbf{V = \frac{Q_n \cdot t}{\Delta p} \cdot p_{min}}$$

donde Q_n es el caudal medio de consumo de la instalación ($Q_n = Q_{Comp.} / C_{CC}$) en condiciones normales, en Nl/min, t es el tiempo de cada ciclo en que el compresor no facilita caudal, en min, Δp la presión diferencial en bares o kg/cm^2, p_{min} es la presión a la que se vuelve a poner en funcionamiento el compresor y V es el volumen total en litros normales. Realmente el aire se

encuentra en el depósito a una presión entre p_{min} y $p_{máx}$ y a una temperatura cercana a la temperatura ambiente, por lo que el volumen obtenido con la fórmula anterior debe recalcularse en las condiciones reales para obtener el volumen real que tiene que tener el depósito.

2.13 Cálculo de una red de distribución

El objetivo del cálculo de una red es la atribución del diámetro de las tuberías de cada uno de los tramos de que está constituida. El flujo de aire dentro de las tuberías produce una pérdida de carga que se concreta en una disminución de la presión del aire.

Si las tuberías se dimensionaran con amplitud, es decir, con grandes diámetros, el costo de ellas sería elevado, pero la caída de presión reducida y menores, por consiguiente, los costos de energía durante su funcionamiento, o al revés, tuberías de pequeños diámetros serán más económicas pero ocasionarán una factura energética superior. Luego estamos en un problema de optimización económica, que en cada caso tendrá un resultado diferente.

Determinados estudios aconsejan que la pérdida de carga producida entre la salida de la central compresora y el punto más alejado debe estar comprendida entre 0,1 y 0,3 bar. El valor más pequeño corresponde a instalaciones importantes con muchas horas de funcionamiento, y el más elevado a aquellas de menor entidad, con un coeficiente de utilización reducido. La adopción de este parámetro es uno de los puntos que usualmente se toma como de partida para la realización de los cálculos.

Desde otro punto de vista la elaboración de los cálculos requiere una serie de datos y el establecimiento de otras hipótesis básicas. Los datos necesarios son el trazado de las líneas, el posicionamiento de los equipos que utilizan el aire comprimido y sus consumos respectivos.

2.13.1 Hipótesis de funcionamiento

Teniendo en cuenta que el funcionamiento de la red de distribución es cambiante con el tiempo, ya que en ciertos momentos trabajan unas máquinas y en otros instantes lo hacen otras, es preciso establecer una hipótesis de trabajo de los distintos equipos neumáticos que resulte suficientemente representativa a efectos de cálculo.

Una hipótesis que se puede adoptar es la de suponer las máquinas y equipos que trabajarían y las que estarían paradas, tomando en consideración el proceso de trabajo. El consumo de cada máquina en funcionamiento habrá de multiplicarse por los coeficientes de mayoración por fugas (C_{MF}) y por ampliaciones (C_{MA}) para tener en cuenta tales cuestiones.

La suma de consumos de tales elementos habrá de ser aproximadamente igual al caudal medio de consumo de la instalación (Q_n) que ya se ha utilizado en el dimensionamiento del depósito de regulación.

Otra hipótesis que puede adoptarse es la de suponer en funcionamiento todas las acometidas previstas y considerar que el consumo en cada una es:

$$Q_i = Q_{Esp.i} \cdot C_{Ui} \cdot C_S \cdot C_{MF} \cdot C_{MA}$$

En este caso la suma de los consumos coincide exactamente con el caudal medio de consumo de la instalación.

2.13.2 Cálculo de caudales circulantes

Establecida la hipótesis de funcionamiento se han de calcular los caudales circulantes por cada uno de los tramos de la conducción; se define como tramo al elemento de tubería comprendido entre dos acometidas consecutivas.

El cálculo exacto de dichos caudales puede ser muy complejo. Por ello normalmente se realiza una aproximación suponiendo que la red es abierta, para lo cual se hacen un número de cortes imaginarios equivalente al número de circuitos cerrados, de tal manera que la red mallada se convierte en ramificada. Los cortes deben suponerse en puntos lo más alejados posible de la central compresora.

A continuación empezando por los tramos situados más aguas abajo, se van calculando los caudales circulantes por cada tramo, teniendo en cuenta la condición de que en cada nudo, la suma de caudales entrantes es igual a la de salientes.

2.13.3 Predimensionamiento de diámetros

Una vez conocidos los caudales circulantes de la instalación, las tuberías que la componen pueden predimensionarse tomando como criterio la velocidad del flujo. Las velocidades recomendables dependen de la importancia del tramo, pudiendo tomarse los valores siguientes:

- Líneas principales 6 a 10 m/s
- Líneas secundarias 10 a 15 m/s
- Acometidas 15 a 20 m/s
- Mangueras 20 a 25 m/s

Los valores superiores se adoptarán en instalaciones pequeñas y los inferiores en instalaciones grandes.

El dimensionamiento de las tuberías se debe hacer tomando los caudales en condiciones de presión, habiendo de elegir diámetros comerciales, por defecto o por exceso. Además es conveniente unificarlos de tal manera que en una instalación no existan demasiados diámetros diferentes, ya que conllevaría mayores dificultades en el montaje y en el mantenimiento.

En el caso de que interesara realizar un cálculo rápido, el proceso terminaría aquí. Con el fin de facilitar aún más los cálculos se acompaña un cuadro en el que se señalan las capacidades normales de cada tubería comercial, en los diferentes tipos de líneas, teniendo en cuenta las velocidades recomendadas más arriba.

DIÁMETRO NOMINAL	LÍNEA PRINCIPAL	LÍNEA SECUNDARIA	ACOMETIDA HASTA
PULGADAS	Nl/min	Nl/min	Nl/min
1/2		900 - 1.350	1.800
314		1.605 - 2.500	3.300
1	1.600 -2.650	2.650 -4.000	5.200
1 1/4	2.800 -4.650	4.650 -6.700	9.300
1 1/2	3.750 -6.200	6.200 -9.300	12.400
2	6.050 -10.050	10.050 -15.100	
3	14.100 - 23.500	23.500 - 36.250	
4	24.150 - 40.250	40.250 - 60.350	

NOTA: Si la presión de trabajo es diferente de la indicada, los valores anteriores habrán de multiplicarse por la presión absoluta en bar dividido por 8.

Tabla 2-7. Capacidades de aire comprimido en tuberías comerciales de acero. Presión absoluta de trabajo: 8 bar

Los caudales admisibles en las mangueras según su diámetro son los siguientes:

DIÁMETRO INTERIOR	CAPACIDAD
mm	Nl/m
6	275-350
8	500-625
10	775-975
13	1.325-1.650
16	2.000-2.500
19	2.800-3.500
25	4.850-6.100
32	8.000-10.000
38	11.250-14.000
50	19.500-24.300

NOTA: Si la presión absoluta de trabajo es diferente de la indicada los valores anteriores habrán de multiplicarse por la presión absoluta en bar dividido por 8.

Tabla 2-8. Capacidades de mangueras. Presión absoluta de trabajo: 8 bar

2.13.4 Cálculo de pérdidas de carga

Conocidos los caudales circulantes y todas las características de las tuberías, llega el momento de comprobar si las pérdidas de carga son las adecuadas. La pérdida de carga en una conducción depende de su longitud, diámetro y rugosidad de la tubería, así como del caudal fluyente y en el caso de gases de la presión de trabajo.

En ocasiones en que se desee realizar un cálculo rápido se pueden considerar las piezas especiales sin más que mayorar las longitudes geométricas de las tuberías en un 25%.

Conocidas las pérdidas en cada tramo y teniendo en cuenta que en las tuberías en serie son acumulativas, se pueden calcular las pérdidas de carga totales entre la central compresora y cada uno de los extremos.

Si estas pérdidas son adecuadas el problema estará terminado; sin embargo si han resultado excesivas habrá que mayorar algún diámetro, sobre todo en aquellos tramos en que la pérdida hubiera resultado fuerte. Si las pérdidas hubiesen resultado demasiado bajas se disminuirá alguno de los diámetros.

En la tabla 2-9 se acompaña un cuadro de longitudes equivalentes de diferentes piezas especiales según sus diámetros.

	DIÁMETRO INTERIOR mm								
	9	12	14	18	23	40	50	80	100
Válvula esférica	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,6	1	1,3
Codo	0,6	0,7	1	1,3	1,5	2,5	3,5	4,5	6,5
Pieza en T	0,7	0,85	1	1,5	2	3	4	7	10
Reductor 2d a d	0,3	0,4	0,45	0,5	0,6	0,9	1	2	2,5

Tabla 2-9. Longitudes equivalentes en piezas especiales en metros.[1]

Para conocer la pérdida de carga en una conducción, aquí nos vamos a limitar a presentar un ábaco que permite obtener los resultados con relativa facilidad (figura 2-17).

Para calcular la pérdida de carga se entra por el valor P correspondiente a la presión absoluta de trabajo, Q que indica el caudal de aire en condiciones normales, D que corresponde al diámetro de la tubería y L que indica la longitud de la tubería. Se unen los valores L y Q hasta cortar en M. Uniendo M con el valor de D se llega a N. La unión de N y P al cortar con la escala de pérdidas de carga facilita su valor.

[1] [1] (Hesse, Aire comprimido fuente de energía. Preparación y distribución. FESTO 2002).

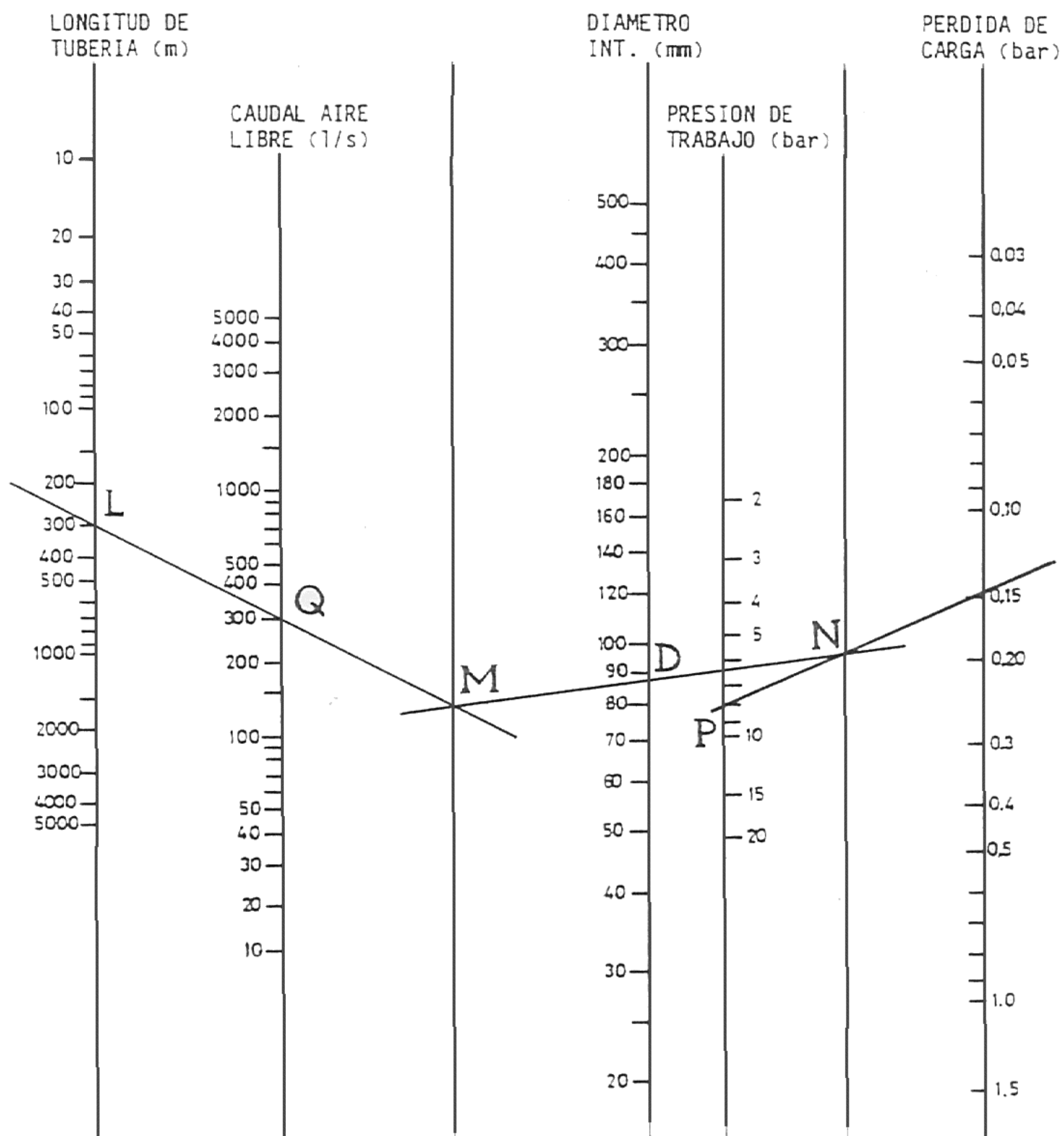


Figura 2-17. Ábaco para el cálculo de pérdidas de carga

De todas formas es conveniente advertir que en el dimensionamiento de las tuberías conviene hacerlo con amplitud, pues normalmente las ventajas que conlleva son superiores a los incrementos de los costos. No se aconsejan diámetros inferiores a una pulgada.

Se acompaña un organigrama para verificar ordenadamente el proceso de cálculo que se ha explicado (figura 2-18).

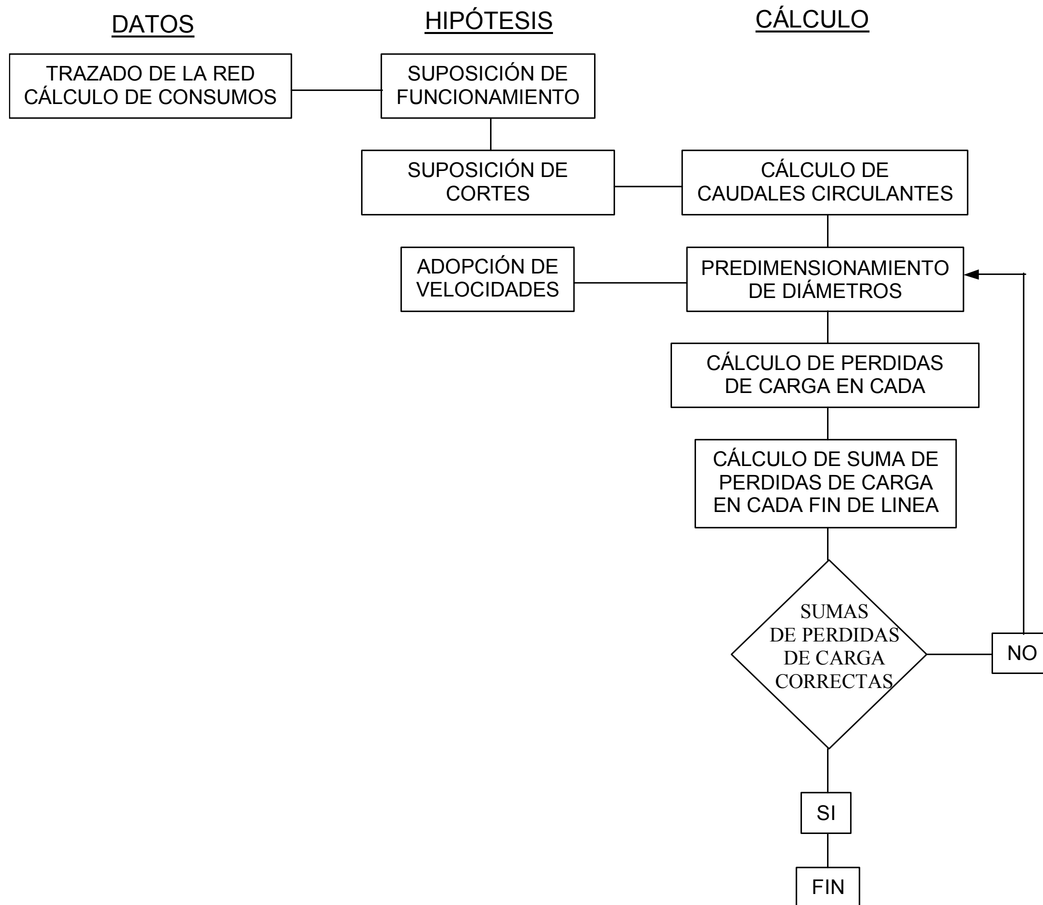


Figura 2-18. Organigrama de cálculo de una red de distribución

2.13.5 Otro procedimiento para predimensionar las tuberías

Otro procedimiento para realizar los cálculos, menos exacto pero más rápido, tiene como fundamento suponer las pérdidas de carga homogéneas en toda la red, es decir, hacerla proporcional a la longitud del tramo considerado.

En tal caso, se establece una regla de tres, por una parte, entre la longitud total - geométrica más equivalente - del camino más largo seguido por el aire y la pérdida de carga total (0,1 a 0,3 kg/cm^2), y por otra la longitud total de cada tramo y su pérdida de carga respectiva.

Se entra en el ábaco por la escala de pérdidas de carga, al unirla con P, se encontrará el punto N; trazando ahora la línea NM se obtendrá el punto D y por tanto el diámetro de la tubería correspondiente.

Insistimos en que al haber en el mercado tan sólo una serie de diámetros de tuberías, será preciso escogerlos por defecto o por exceso, teniendo en cuenta la deseada uniformidad de diámetros en la red.

Por último, si se desea se pueden comprobar las pérdidas de carga reales tal como se ha explicado anteriormente, para cerciorarse de que los valores máximos resultantes son correctos, modificando el diámetro de algún tramo si así no fuera.

2.14 Compresores alternativos

Conocidos los diferentes tipos de compresores existentes así como sus variables funcionales básicas, se dedica este capítulo a estudiar de una manera más detallada los compresores alternativos de pistón que son los de más frecuente utilización dadas sus ventajosas características.

2.14.1 Ciclo de trabajo de un compresor alternativo

Como se ha señalado más arriba el funcionamiento de un compresor alternativo es cíclico, estando dividido cada ciclo en las siguientes fases:

- Expansión
- Aspiración
- Compresión
- Descarga

Cada ciclo comienza en el instante en que el vástago o la biela que arrastra el pistón, habiendo penetrado totalmente en el cilindro, cambia de sentido y empieza a salir del mismo. La posición del pistón en tal situación se denomina **punto muerto superior** (punto 1 en el diagrama presión-volumen) (figura 2-19).

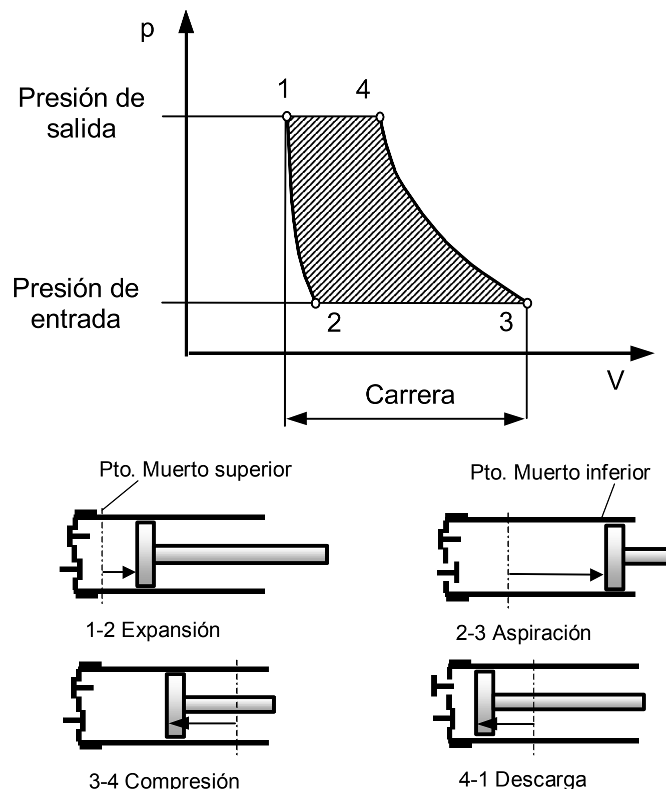


Figura 2-19. Diagrama presión - volumen. Esquema de funcionamiento de un cilindro.

A partir de este momento el aire residual existente en el cilindro aumenta su volumen, y disminuye su presión por debajo de la presión exterior. Esta fase de **expansión** se representa en el diagrama por el trazo (1-2).

En una determinada posición del recorrido del pistón, cuando la diferencia de presiones entre el exterior e interior del cilindro es suficiente para abrir la válvula de admisión, comienza a penetrar el aire del exterior, siguiendo así hasta que el vástago o biela sale totalmente del cilindro y el pistón ocupa su otra posición extrema, denominada **punto muerto inferior** (3). Esta fase de **aspiración** se representa por el trazo (2-3).

A continuación la marcha del pistón vuelve a cambiar de sentido, comenzando la reducción de volumen y por tanto la fase de **compresión**. (Trazo 3-4 en el diagrama).

Cuando la presión del aire en el cilindro alcanza un determinado valor, necesario para contrarrestar la presión existente tras la válvula de impulsión, se abre ésta y comienza la **descarga** del aire ya comprimido.

La fase de descarga, representada por el trazo (4-1), y el ciclo concluyen en el instante en que el pistón alcanza otra vez el punto muerto superior y comienza un nuevo ciclo.

La superficie rayada del diagrama presión-volumen representa la potencia que absorbe el compresor para producir el incremento de presión del aire.

2.14.2 Compresores de simple y de doble efecto

Los compresores alternativos, tal como se han explicado hasta el momento, solo proporcionan aire comprimido cuando el pistón se desplaza en un sentido, siendo útil solamente una de las caras de éste; en tal caso se dice que el compresor es de simple efecto.

Dicho inconveniente puede resolverse con los compresores de doble efecto que disponen de otro juego de válvulas en el otro lado del pistón, verificándose la expansión y la aspiración en un lado de aquel, mientras en el otro se produce la compresión y el escape, y a la inversa (figura 2-20).

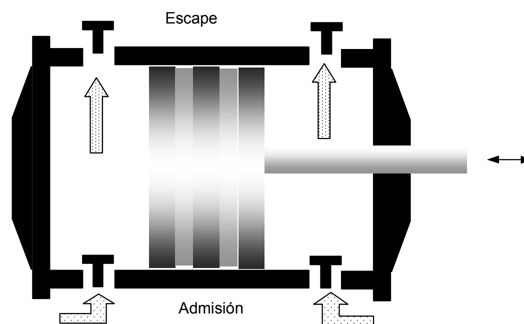


Figura 2-20. Esquema de un compresor de doble efecto.

Lógicamente los compresores de doble efecto casi duplican el caudal proporcionado con relación a los de simple efecto e incrementan notablemente el rendimiento, pero aumentan su

complejidad, elevándose los costes de fabricación. Por estos motivos se utilizan los primeros cuando se requieren altas prestaciones de caudal y presión, no mereciendo la pena duplicar las válvulas en los compresores de pequeña potencia.

2.14.3 Desplazamiento. Volumen efectivo. Rendimiento volumétrico

Se denomina **desplazamiento** o **cilindrada**, al volumen barrido por el pistón, es decir, la sección transversal del cilindro por el recorrido de aquel. El desplazamiento multiplicado por el número de ciclos por unidad de tiempo se llama a veces, impropiamente, **volumen engendrado**.

El volumen de aire proporcionado por el compresor por unidad de tiempo, medido en condiciones de presión y temperatura de la aspiración, recibe en ocasiones el nombre incorrecto de **volumen efectivo**. Indudablemente los dos volúmenes mencionados no son tales, ya que se trata de caudales.

Debido a la existencia de una serie de fugas hacia el exterior y de retornos de aire a través de las válvulas, el volumen efectivo es sensiblemente inferior al engendrado.

El cociente

$$\eta_v = \frac{\text{Volumen efectivo}}{\text{Volumen engendrado}}$$

se denomina rendimiento volumétrico del compresor.

El volumen existente entre el pistón en su punto muerto superior y las válvulas recibe el nombre de **espacio muerto o perjudicial.**

Por otra parte, la relación entre la presión de descarga y la de aspiración, medidas en presiones absolutas, se llama **relación de compresión**. Cuanto mayor es el valor de esta relación menor es el rendimiento volumétrico, por lo que para conseguir presiones de trabajo elevadas de una forma eficiente es necesario realizar la compresión en varias etapas.

2.14.4 Compresión por etapas

La elevación total de la presión del aire en un compresor puede llevarse a cabo de una sola vez, en un único cilindro, o bien hacerlo en dos o más escalones. En este caso el compresor dispondrá de tantos cilindros como etapas y el aire pasará por presiones intermedias, si bien un compresor puede utilizar dos o más cilindros para la compresión de una etapa (figura 2-21).

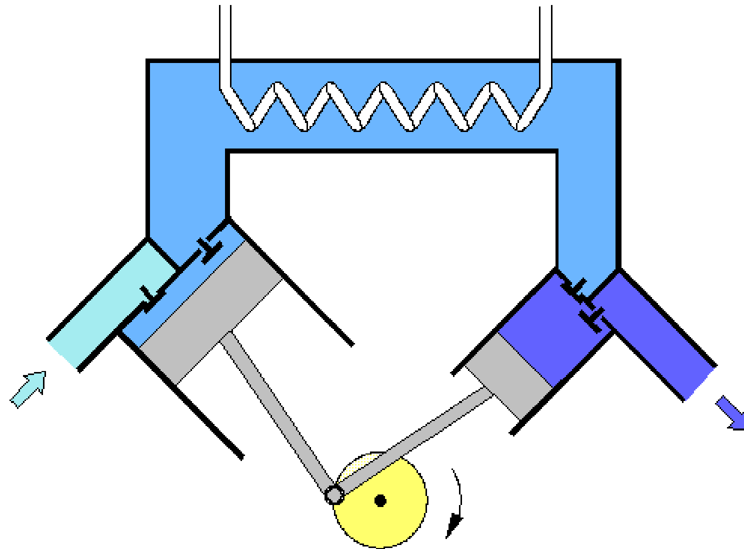


Figura 2-21. Esquema de un compresor de dos etapas.

La ventaja que este tipo de compresores reporta es el aprovechamiento de los escalones intermedios para refrigerar el aire, consiguiendo de esta manera aminorar la potencia absorbida. Por otra parte, debido a que la presión media de los cilindros se minora, disminuyen las fugas y aumenta el rendimiento volumétrico.

Desde otro punto de vista, gracias a la limitación de la temperatura del aire que se consigue en el interior de este tipo de compresores, se obtiene una mayor seguridad de marcha, un mantenimiento más fácil y una prolongación de la vida de la máquina. Por contra, el compresor resulta más costoso pues requiere un mayor número de cilindros y por tanto de válvulas, así como los sistemas de refrigeración intermedios.

Dado lo anterior, en principio, se utilizan compresores monoetapados para potencias de hasta 7,5 kW (10 CV), para caudales reducidos, relaciones de compresión moderadas y en aquellos casos en que su grado de utilización no sea excesivo.

2.14.5 Elementos fundamentales de un compresor alternativo

Un compresor alternativo puede dividirse esquemáticamente en cuatro partes:

- Sistema de compresión
- Sistema de arrastre
- Sistema de refrigeración
- Sistema de engrase

SISTEMA DE COMPRESIÓN

El sistema de compresión es la parte fundamental de la máquina pues es donde se produce el aire comprimido; está formado básicamente por:

- Cilindros con sus fondos
- Pistones
- Vástagos o bielas
- Válvulas
- Segmentos
- Empaquetadura

Las válvulas son el punto más delicado del compresor pues además de que el rendimiento de éste depende en gran medida de su apertura y cierre adecuados, son las piezas que exigen un mantenimiento más cuidadoso.

Los segmentos son las juntas existentes entre el pistón y el cilindro, que impiden la comunicación entre las dos caras de aquel. La empaquetadura es el sellado dispuesto entre el vástago y el fondo del cilindro, en el punto donde aquel penetra en el cilindro.

SISTEMA DE ARRASTRE

El sistema de arrastre comprende todos aquellos elementos mecánicos que tienen por objeto transmitir el movimiento del motor al vástago o biela. Dado que generalmente el motor de arrastre es eléctrico y por tanto rotativo, se utiliza el sistema de biela manivela mediante el uso de un cigüeñal.

El sistema de transmisión entre motor y compresor puede ser:

- Directo: Montados sobre el mismo eje.
- Indirecto: Por correas o por engranajes.

El sistema directo tiene la ventaja de tener un rendimiento prácticamente del 100%, pero el inconveniente de que el compresor ha de girar a las mismas revoluciones del motor, pudiendo resultar en bastantes ocasiones excesivas.

Dentro de los sistemas indirectos el de engranajes tiene un rendimiento superior (99%) pero es más costoso y su funcionamiento más delicado. El sistema de correas tiene un rendimiento inferior (97%) pero es muy versátil y menos oneroso que aquel.

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Como consecuencia del incremento de la presión del aire en la compresión se produce inexorablemente una fuerte elevación de su temperatura. Por dicho motivo todo compresor precisa un sistema de refrigeración que mantenga la temperatura de sus mecanismos por debajo de un límite tolerable y disminuya la temperatura de escape del aire.

Los sistemas de refrigeración utilizados en los compresores alternativos son:

- Refrigeración por agua

- Refrigeración por aire
- Refrigeración mixta

Indudablemente el elevado calor específico del agua, así como su buen coeficiente de convección en la proximidad de una pared, convierten la refrigeración por agua en el sistema ideal, siendo el empleado en el caso de compresores de grandes prestaciones. La refrigeración por aire se utiliza, dado su menor costo, en compresores que proporcionan caudales menores con relaciones de compresión moderadas.

La refrigeración mixta, es decir la que emplea al mismo tiempo ambos medios, utiliza el aire para refrigerar los cilindros, reservando el agua para cumplir su objetivo entre etapas y en la descarga.

La refrigeración por agua se consigue rodeando los cilindros con camisas por los que circule el agua fría, y mediante un intercambiador de calor multitubular para disminuir la temperatura del aire entre etapas y en la descarga.

La refrigeración por aire se efectúa disponiendo en los cilindros aletas que aumenten la superficie de contacto con el aire exterior.

Este proceso puede realizarse mediante convección natural en compresores de muy pequeña potencia y de manera forzada en máquinas de reducidas y medias prestaciones.

Concretando valores, se recomiendan las alternativas y campos de aplicación siguientes:

Compresores de simple efecto, monoetapados y refrigeración por aire: Hasta una capacidad de 1 Nm3/min y 8 bar y hasta una capacidad de 15 Nm3/min y 3 bar.

Compresores de simple efecto, dos etapas de compresión y refrigeración por aire: Desde 1 Nm3/min a 10 Nm3/min y hasta 15 bar.

Compresores de doble efecto, una etapa de compresión y refrigeración por agua: Desde 15 Nm3/min a 200 Nm3/min y hasta 4 bar.

Compresores de doble efecto, dos etapas de compresión y refrigeración por agua: Desde 10 Nm3/min a 100 Nm3/min y hasta 10 bar.

Compresores de simple o doble efecto, varias etapas refrigerados por aire o agua: Hasta 100 bar.

SISTEMA DE ENGRASE

Dentro de los elementos, que quizás impropiamente hemos clasificado como accesorios, ya que juegan un papel fundamental, se encuentra el sistema de engrase del compresor.

El engrase es prácticamente imprescindible para minorar las pérdidas mecánicas y disminuir los desgastes en el desplazamiento de los pistones, vástagos y bielas, así como en los elementos de transmisión.

En lo que se refiere a los elementos de compresión, el engrase puede realizarse a presión o por barboteo, siendo utilizado el primer tipo en los compresores más importantes dada su mayor fiabilidad. En todo caso el aceite debe ser mineral.

Al cumplir su objetivo el aceite se calienta, se disgrega, formando pequeñas gotas que pasan al aire, contaminándolo, lo cual requerirá un tratamiento posterior para eliminarlo.

En determinadas ocasiones en que el aire comprimido es utilizado en procesos que exigen una ausencia total de aceite, los compresores carecen de engrase en el interior de los cilindros, lo cual requiere emplear materiales especiales en su fabricación, fundamentalmente en segmentos y empaquetaduras.

3. Actuadores

Se denominan actuadores a aquellos elementos que convierten la energía neumática en mecánica. Se clasifican, según cual sea su clase de movimiento, en actuadores lineales, normalmente llamados cilindros, en actuadores de giro y en motores.

3.1 Actuadores lineales (cilindros neumáticos)

El desplazamiento rectilíneo de vaivén es realizado con perfección y sencillez con energía neumática debido a la escasa inercia del aire comprimido. La utilización de la energía eléctrica para hacer este movimiento requiere un costo superior y sobre todo una mayor complejidad.

Los actuadores lineales, también denominados cilindros por tener su carcasa en la mayoría de los casos dicha figura geométrica, se clasifican en dos grupos: cilindros de simple efecto y cilindros de doble efecto, según realicen trabajo mecánico cuando se desplaza el émbolo con su vástago en un sentido solamente o en los dos, respectivamente.

El cilindro neumático normalmente consta de las partes fundamentales que se describen en la figura 3-1.

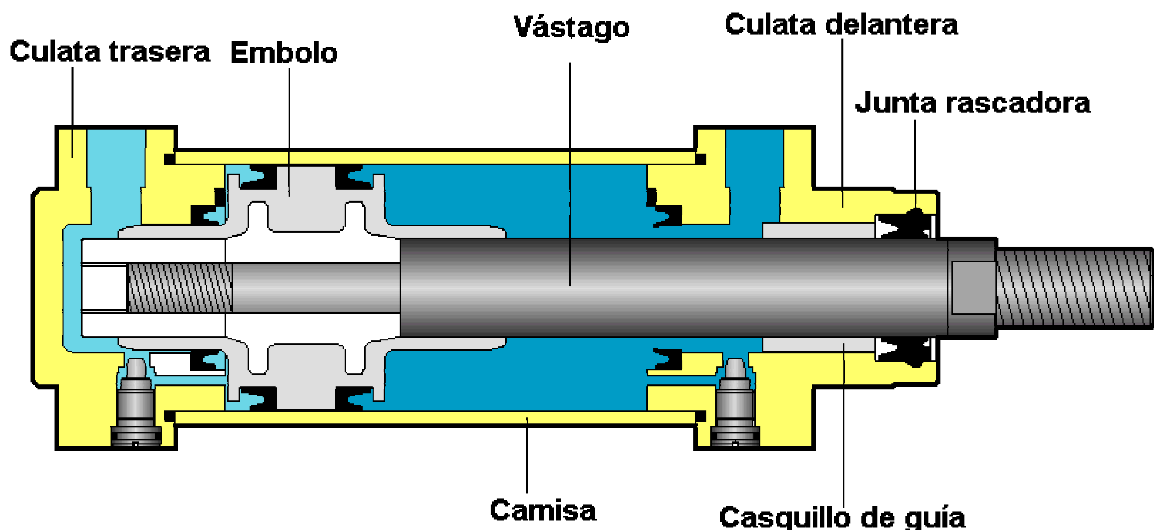


Figura 3-1. Partes fundamentales de un cilindro neumático.

3.1.1 Cilindros de simple efecto

Los cilindros de simple efecto pueden ser de émbolo o de membrana. Los primeros, los más usuales, constan de un cuerpo, generalmente cilíndrico, dentro del cual se desplaza un émbolo o pistón al que va solidariamente unido un vástago. En los cilindros de membrana el émbolo se sustituye por una superficie elástica. En ambos casos se tiene una sola conexión de aire comprimido por dónde entra el aire cuando se quiere hacer salir el vástago y por dónde sale cuando se desea que el vástago regrese. El émbolo o la membrana retorna por el efecto de un muelle incorporado o bien gracias a alguna fuerza externa. Están preparados para que sólo

realicen trabajo en un sentido, ya sea entrando o saliendo el vástago. Se requiere aire comprimido sólo para el desplazamiento en un solo sentido (figura 3-2).

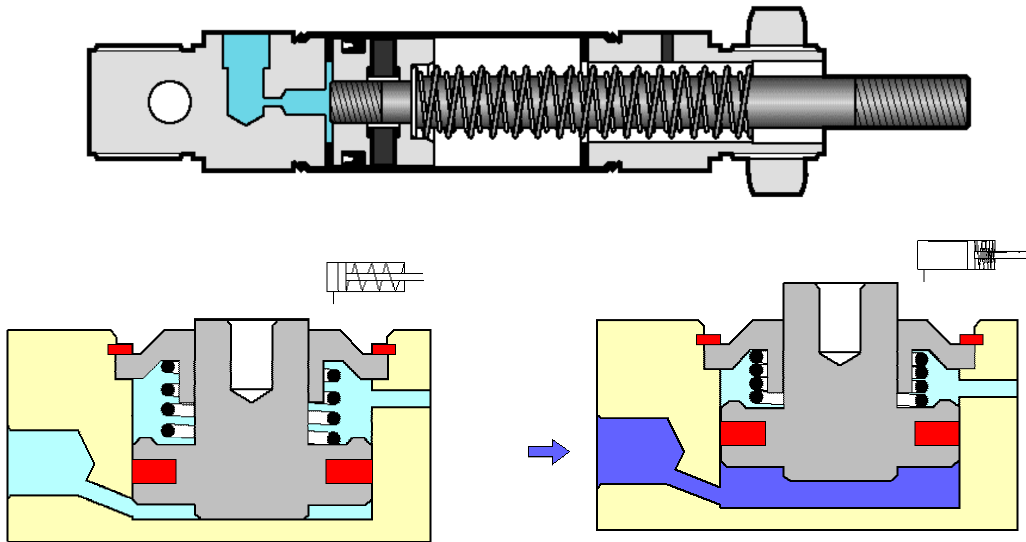


Figura 3-2. Cilindros de simple efecto.

El resorte incorporado se calcula de modo que haga regresar el émbolo a su posición inicial a una velocidad suficientemente grande. La longitud de dicho muelle limita la carrera, no sobrepasando normalmente los 80 ó 100 mm. Los cilindros de simple efecto se utilizan principalmente para sujetar, expulsar, apretar, levantar, alimentar, etc. En la figura 3-2 se pueden observar dos cilindros de este tipo así como su representación esquemática según la Norma ISO 1219, la cual simboliza exclusivamente su función, siendo independiente de los detalles constructivos del mismo.

La estanquidad entre las dos caras del émbolo se logra con una junta toroidal de material flexible, que se inserta en el émbolo, entre éste y el propio cilindro metálico. Durante el movimiento del émbolo, los labios de la junta elastomérica se deslizan sobre la pared interna del cilindro.

En determinadas ocasiones el trabajo lo realiza el muelle en lugar del aire comprimido, mientras que gracias a éste se efectúa el movimiento de retorno. Es el caso de frenos de locomotora o de camión, que por cuestiones de seguridad el esfuerzo de frenado lo debe realizar la energía más fiable, que aquí es la energía mecánica del muelle, mientras que la eliminación del freno lo hace el aire comprimido.

En la figura 3-3 se representa un actuador lineal de membrana donde una placa de goma, plástico o metal reemplaza aquí al émbolo. El vástago, aunque prácticamente carece de él, se fija al centro de la membrana. Se consigue una estanqueidad total puesto que no hay piezas que se deslicen.

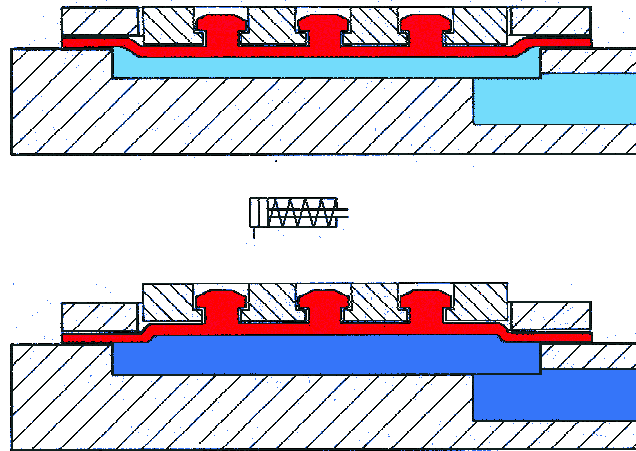


Figura 3-3. Cilindro de membrana.

Su carrera está bastante limitada. El esfuerzo puede alcanzar valores importantes en función de la superficie de la membrana. Se emplean en la construcción de dispositivos y herramientas, así como para estampar, remachar, fijar y levantar pesos de cierta importancia.

Existen construcciones especiales que permiten obtener carreras superiores, como es el caso de los cilindros con membrana enrollable (figura 3-4).

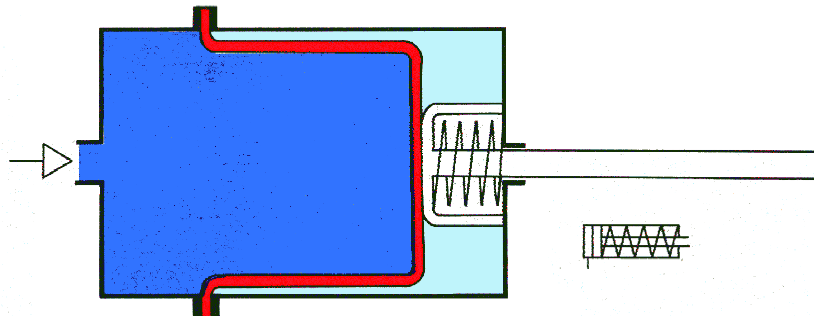


Figura 3-4. Cilindro de membrana arrollable.

El esfuerzo que realiza un cilindro de simple efecto es:

$$F = p \cdot A - F_R - F_r$$

donde p es la presión manométrica del aire comprimido, A el área de la sección transversal del cilindro, F_R la fuerza del resorte y F_r la fuerza de rozamiento entre émbolo y vástago con el cilindro. En los catálogos comerciales figuran los esfuerzos que son capaces de hacer cada cilindro.

Una cuestión importante a resaltar es que en toda clase de cilindros la fuerza que ejerce es aproximadamente proporcional a la presión del aire comprimido, mientras que la velocidad con que se desplaza el émbolo es función del caudal de aire que penetra en el cilindro y que la posición de aquél depende del volumen de aire que hubiera entrado en él hasta el momento considerado.

Por otra parte hay que tener en cuenta que el vástago sólo debe ser sometido a tracción o compresión y no ha de ser sometido a flexión, ya que o no funcionaría o la vida del cilindro

disminuiría en gran medida, puesto que sufriría inadecuadamente el cojinete de apoyo del vástago en el punto de entrada de éste en el cilindro.

Además el esfuerzo de compresión está limitado por el pandeo, dependiendo éste de la longitud del vástago en posición externa y de su sección transversal. Los catálogos comerciales indican los valores que no deben ser superados (apartado 3.5.2).

3.1.2 Cilindros de doble efecto

La fuerza ejercida por el aire comprimido, en los cilindros de doble efecto, impulsa al émbolo en los dos sentidos, por lo que no necesita un muelle para realizar uno de los movimientos. Dispone, por lo tanto, de dos conexiones para la entrada y salida del aire. Realiza una fuerza útil tanto en la ida como en el retorno, pero por efecto del vástago, la sección útil es mayor en una sección que en la otra, por lo que la fuerza realizada será también mayor en un sentido que en el otro (figura 3-5).

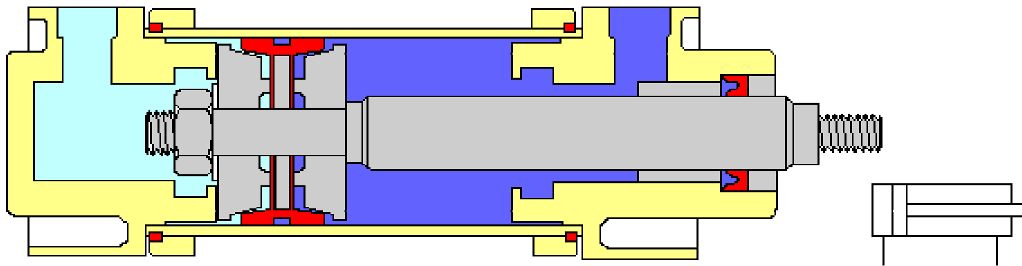


Figura 3-5. Cilindro de doble efecto.

Los esfuerzos que realiza un cilindro cuando su émbolo se desplaza en uno u otro sentido, son los siguientes:

$$F_1 = p \cdot A_c - F_r$$

o bien:

$$F_2 = p \cdot A_{cc} - F_r$$

donde A_c es el área de la sección circular transversal del cilindro y A_{cc} es la correspondiente a la corona circular existente en el lado del vástago, p la presión manométrica de trabajo, F_1 el esfuerzo que realiza el cilindro cuando su vástago sale, F_2 cuando entra y F_r la fuerza de rozamiento entre émbolo y vástago con el cilindro. La fuerza de rozamiento oscila entre el 10 y el 20% de la fuerza total. Los catálogos comerciales facilitan, igualmente, tales valores.

Al no llevar muelle pueden alcanzar mayores longitudes de carrera. En este caso la limitación vendrá impuesta por el pandeo y la flexión que pueda sufrir el vástago.

En el émbolo pueden instalarse imanes permanentes que sirvan para detectar sin contacto las posiciones finales del cilindro mediante detectores de proximidad.

3.1.3 Cilindros de doble efecto de ejecución especial

Existen una serie de cilindros especiales que sirven para cumplir diferentes objetivos, aquí se presentan algunos, pero dirigimos al lector a los catálogos de la firmas comerciales si desea conocer todos los cilindros que se fabrican, así como sus dimensiones y especificaciones.

CILINDROS DE DOBLE VÁSTAGO

Este tipo de cilindro dispone de un vástago pasante a través del émbolo. La guía es mejor que los de simple vástago, porque dispone de dos cojinetes y la distancia entre éstos permanece constante. Por eso, este cilindro puede absorber también cargas pequeñas laterales. Los elementos que sirven para señalar su posición en los finales de carrera pueden disponerse en el lado libre del vástago. La fuerza lógicamente es igual en los dos sentidos ya que las dos superficies donde actúa el aire son iguales (figura 3-6).

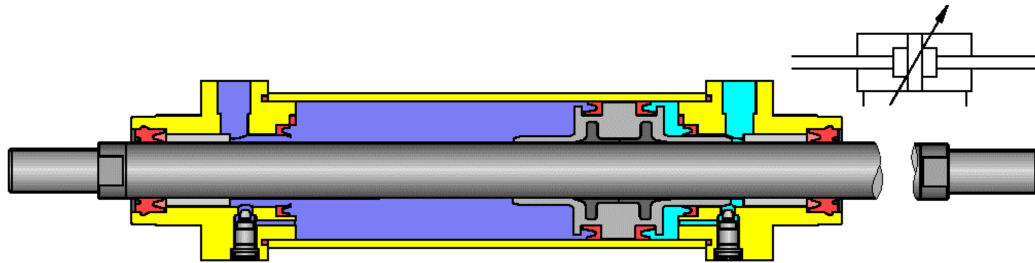


Figura 3-6. Cilindro de doble vástago.

CILINDRO TÁNDEM

Está constituido por dos cilindros de doble efecto dispuestos en serie formando una unidad. Gracias a esta disposición, al aplicar simultáneamente presión sobre los dos émbolos se obtiene en el vástago una fuerza casi el doble que la de un cilindro normal del mismo diámetro. Se utiliza cuando se necesitan fuerzas considerables y se dispone de un espacio determinado, no siendo posible utilizar cilindros de un diámetro mayor (figura 3-7).

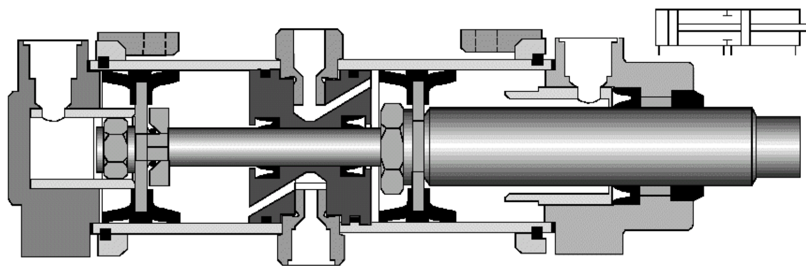


Figura 3-7. Cilindro tándem.

CILINDRO MULTIPOSICIONAL

Este cilindro está constituido por dos cilindros de doble efecto dispuestos enfrentados, encontrándose fijo el extremo de un vástago de un cilindro y desplazable el del otro, pudiendo llegar a ocupar cuatro posiciones según las caras de los émbolos a los que se aplique presión. Estos elementos están acoplados como muestra el esquema (figura 3-8).

Este tipo de cilindros puede utilizarse para la colocación de piezas en diferentes posiciones, para mando de palancas, dispositivos de clasificación o cuestiones similares.

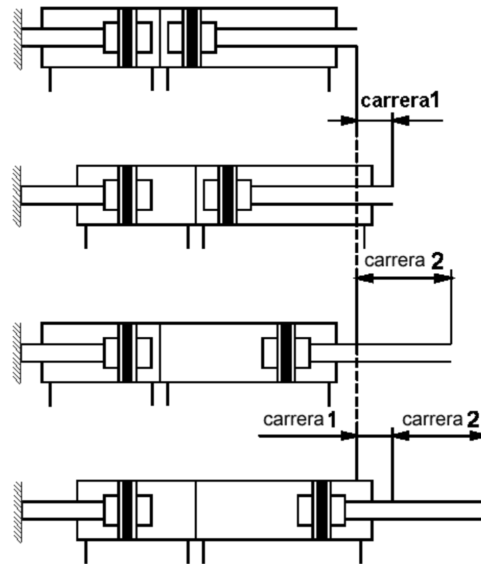


Figura 3-8. Cilindro multiposicional.

CILINDRO DE IMPACTO

Si se utilizan cilindros normales para trabajos de conformación, las fuerzas disponibles son, a menudo, insuficientes. El cilindro de impacto consigue velocidades de desplazamiento notablemente más altas que las normales, pudiendo llegar a alcanzarse los 10 m/s, en tanto que aquellos no suelen superar el m/s.

Este tipo de cilindros disponen de un almacén de aire comprimido en la propia carcasa de aquel de tal manera que cuando se elimina el aire de la otra cara del émbolo pasa éste por un orificio amplio, en caudal suficiente para obtener tales velocidades. La energía de estos cilindros se utiliza para prensar, rebordear, remachar, estampar, etc. (figura 3-9).

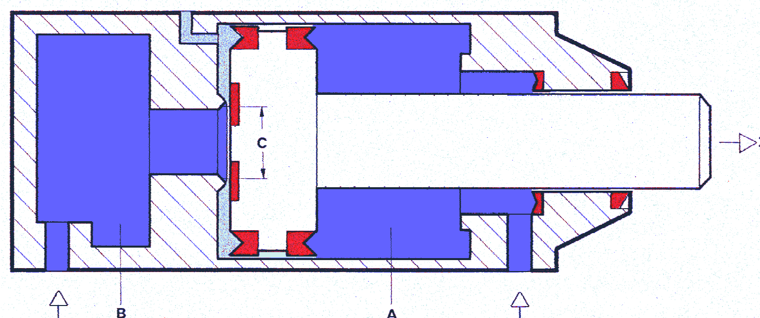


Figura 3-9. Cilindro de Impacto.

La fuerza de impacto es digna de mención en relación con sus dimensiones. En muchos casos, estos cilindros reemplazan a prensas. Sin embargo, cuando las profundidades de conformación son grandes, la velocidad disminuye rápidamente y, por consiguiente, también la energía de impacto. Por esta razón, estos cilindros no son apropiados cuando se trata de carreras de conformación elevadas.

ACTUADOR LINEAL SIN VÁSTAGO

Los actuadores sin vástago constan tan solo del émbolo y carecen de vástago. Transmiten el desplazamiento del émbolo al exterior por arrastre magnético de un carro externo (figura 3-10).

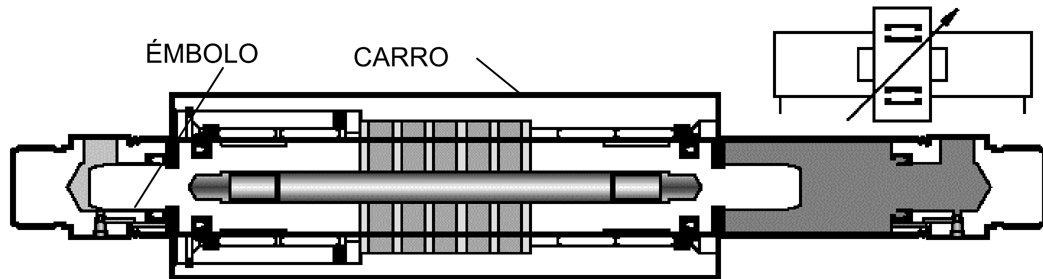


Figura 3-10. Sección de un actuador sin vástago magnético.

En los más modernos, como es el caso de la figura 3-11, transmiten el desplazamiento del émbolo a través de una unión mecánica émbolo - carro. En este tipo de actuador entre el émbolo y el carro existen dos flejes que le proporcionan la estanqueidad. Además, el carro va guiado de forma que no pueda separarse del émbolo.

El espacio ocupado es más reducido que en los cilindros neumáticos convencionales. En el carro pueden fijarse mecanismos, cargas u otros actuadores, con el fin de que efectúen el trabajo pertinente.

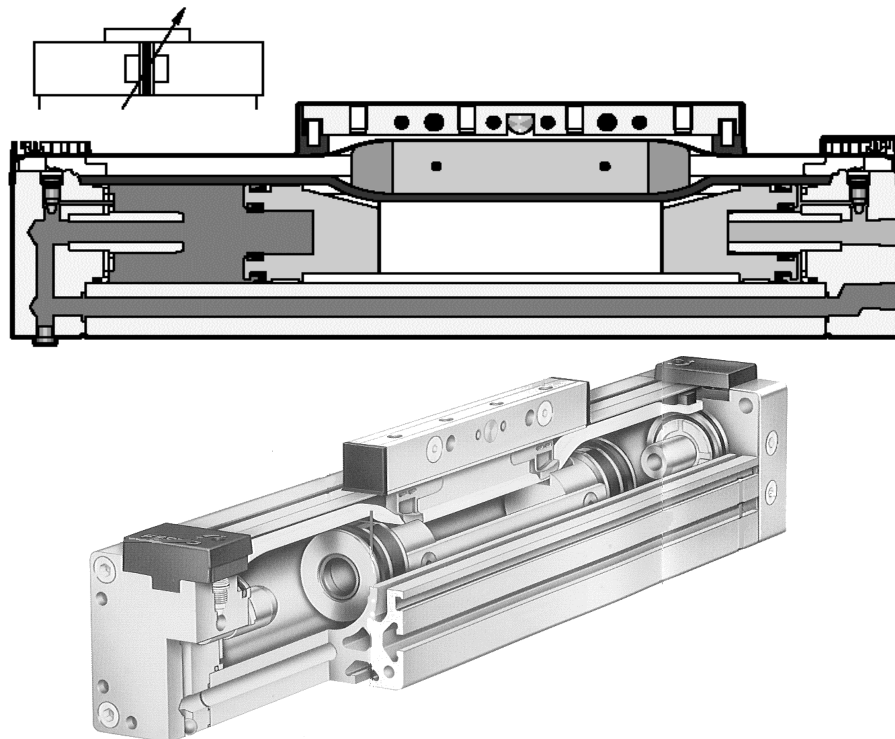
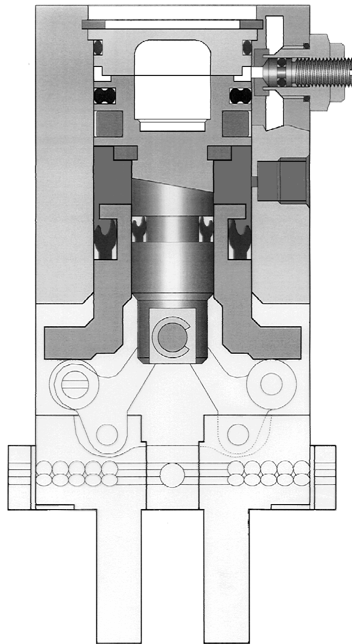


Figura 3-11. Actuador lineal sin vástago de unión mecánica.

PINZAS

Una actividad que se realiza con gran frecuencia en los procesos es la acción de coger o atrapar una pieza para su transporte. Dicha acción se realiza mediante actuadores especiales llamados pinzas que agarran o pinzan la pieza. Disponen de dos o más dedos que se desplazan al unísono hacia un centro común. Existen distintos tipos en el mercado: las de 2 dedos de apertura paralela (figura 3-12), las de apertura angular (figura 3-13), las de 3 dedos etc.





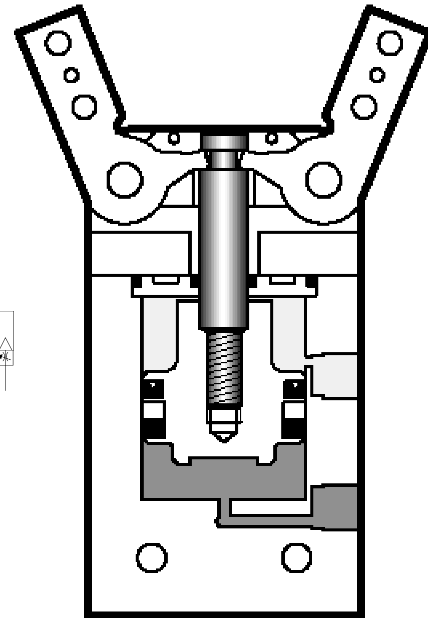


Figura 3-12. Pinzas de apertura paralela. Figura 3-13. Pinzas de apertura angular

3.2 Amortiguación en el final de carrera

Cuando las masas que traslada un cilindro son grandes, los esfuerzos que realiza son importantes o la velocidad del vástago alcanza valores elevados, en resumen la energía cinética es grande, el émbolo choca con la culata reduciendo considerablemente la vida útil del cilindro.

Para amortiguar dicha energía cinética y en función de su magnitud existen varias soluciones. Si la energía cinética es pequeña se usa una simple **amortiguación elástica** producida por un tope elastomérico.

Para amortiguar una mayor energía cinética se usa la **amortiguación neumática** que consiste en lo siguiente (figura 3-14). En el final de carrera un émbolo auxiliar se introduce en un cilindro, también auxiliar, cortando la salida directa y fácil del aire al exterior, y obligándole a pasar por un orificio de escape reducido. Con esto se consigue reducir la velocidad y amortiguar el golpe. El orificio de escape es a menudo ajustable desde el exterior y cuenta con unas lengüetas que hacen de antirretorno. Cuando se inicia el movimiento en sentido contrario estas lengüetas dejan pasar el aire en ese sentido. El dispositivo puede ubicarse en uno o en los dos extremos del

cilindro. En todo caso existe una limitación de amortiguamiento definida para cada cilindro en los catálogos.

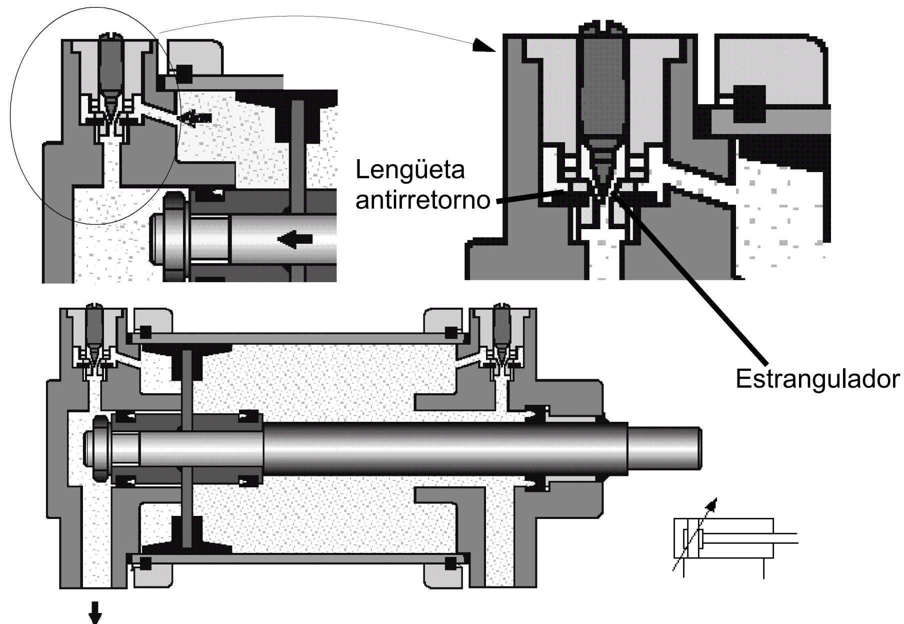


Figura 3-14. Cilindro de doble efecto con amortiguación interna

En la figura 3-14 puede observarse la representación esquemática. El pequeño rectángulo junto al émbolo indica amortiguación y la flecha cruzada señala que puede regularse desde el exterior.

En todo caso el poder de amortiguación de los cilindros es limitado, requiriendo en bastantes ocasiones la instalación de **amortiguadores hidráulicos**.

Estos amortiguadores consisten en esencia en dos recintos que contienen aceite separados por un restrictor, es decir un paso que dificulta la circulación en un sentido. En bastantes ocasiones se disponen de resortes que ayudan en la amortiguación (figura 3-15).

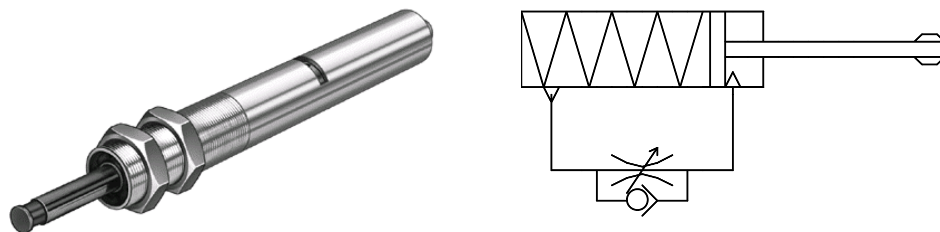


Figura 3-15. Amortiguador hidráulico.

Estos amortiguadores no forman parte del actuador neumático sino que son elementos exteriores. Para su elección se usa el método descrito en el ejemplo del apartado 3.9.1 de estos apuntes.

3.3 Fijaciones

Una cuestión fundamental en los actuadores es su fijación a la obra muerta que a la postre es la que recibe, debido al principio de acción y reacción, el esfuerzo que se le pide al actuador. El tipo de fijación viene determinado por la manera en que el cilindro es montado en la máquina y el tipo de esfuerzo que ha de realizar. El cilindro puede ser diseñado con un determinado tipo de fijación si está destinado a una función específica. Alternativamente, el cilindro puede utilizar fijaciones de serie ajustables a las distintas partes del cilindro, como las que se esquematizan en la figura 3-16.

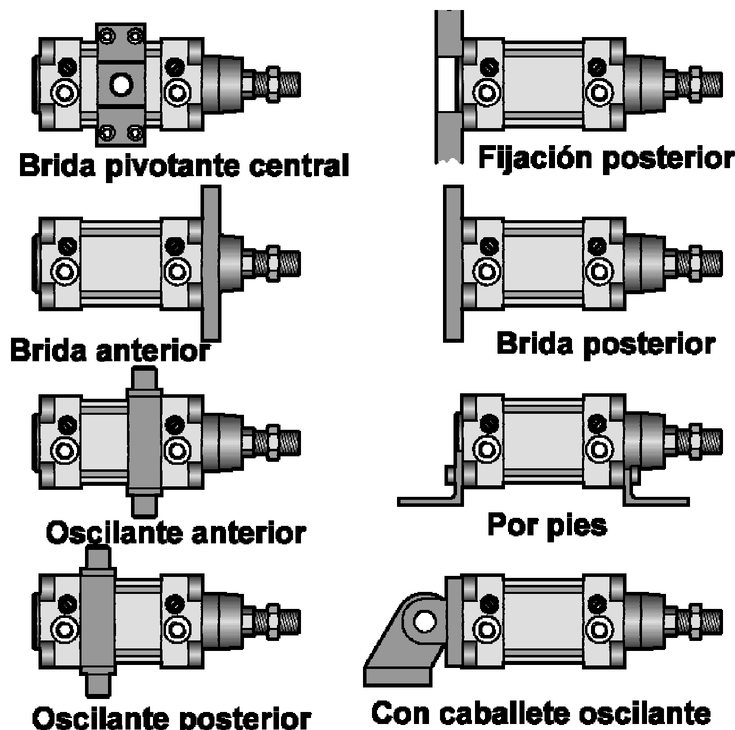


Figura 3-16. Tipos de fijación.

3.4 Detalles constructivos de los cilindros

Como se ha descrito anteriormente, el cilindro de émbolo se compone de: tubo o camisa, tapa posterior o culata trasera, tapa anterior con cojinete y aro rascador y vástago. Dispone además, de piezas de unión y juntas de estanqueidad.

El tubo cilíndrico o camisa (figura 3-17) se fabrica en la mayoría de los casos de tubo de acero embutido sin soldadura. Para prolongar la duración de las juntas, la superficie interior del tubo debe someterse a un mecanizado de precisión (bruñido).

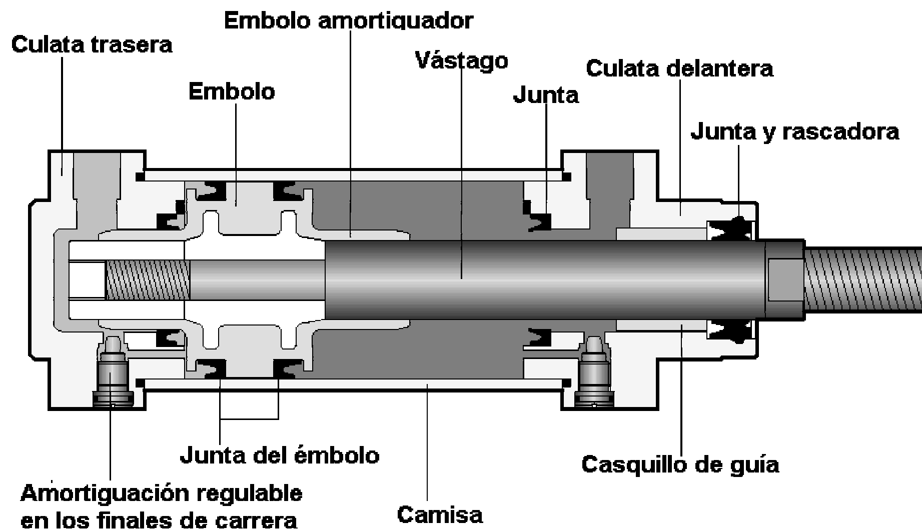


Figura 3-17. Estructura de un cilindro neumático con amortiguación final de carrera.

Para aplicaciones especiales, el tubo se construye de aluminio, latón o de tubo de acero con superficie de rodadura cromada. Estas ejecuciones especiales se emplean cuando los cilindros no se accionan con frecuencia o para protegerlos de influencias corrosivas.

Para las culatas posterior y anterior se emplea preferentemente material de fundición, de aluminio o maleable. La fijación de ambas tapas en el tubo puede realizarse mediante tirantes, roscas o bridas.

El vástago se fabrica preferentemente de acero bonificado. Este acero contiene un determinado porcentaje de cromo que lo protege de la corrosión. La rugosidad del vástago es de 1 μm. Las roscas se laminan al objeto de prevenir el riesgo de roturas.

El émbolo generalmente es de acero y en ciertos casos se somete a un tratamiento de temple. Su superficie se comprime en un proceso de rodado entre discos planos.

Para que el conjunto sea hermético se montan en las culatas unas juntas. De la guía de vástago se hace cargo un casquillo - cojinete, que puede ser de bronce sinterizado o un casquillo metálico con revestimiento de plástico. Delante del casquillo - cojinete se dispone una junta rascadora que impide que entren partículas de polvo y suciedad en el interior del cilindro. La junta del vástago de doble copa le proporciona estanquidad a la cámara del cilindro.

La separación de ambas cámaras del cilindro se realiza mediante juntas tóricas o anillos toroidales, existiendo diferentes tipos de secciones transversales, tales como las que se muestran en la figura 3-18.

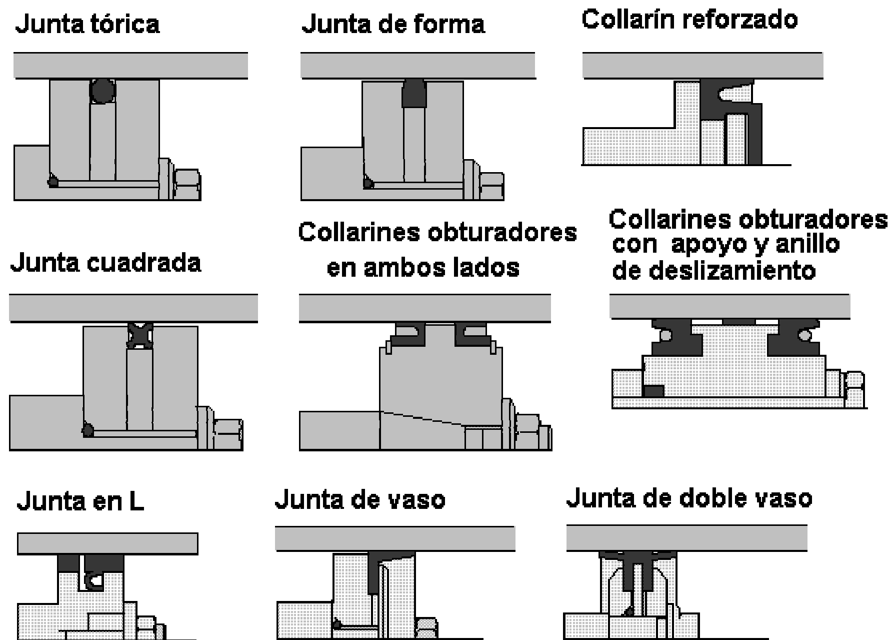


Figura 3-18. Tipos de juntas.

3.5 Variables a tener en cuenta en la selección de los actuadores

En todo caso el actuador seleccionado ha de cumplir las exigencias del proceso al que tiene que servir. Por tal motivo lo primero que hay que conocer con detalle son los esfuerzos que tendrá que realizar, en módulo, dirección, sentido y frecuencia, así como las distancias en que deben efectuarse.

3.5.1 Cálculo del diámetro del émbolo necesario

Un dato fundamental de partida es la presión de trabajo. La presión máxima de trabajo será la correspondiente a la salida del equipo de mantenimiento, que será la existente en el cilindro cuando se encuentre en reposo. Si está en movimiento habrá de restarse las pérdidas de carga entre equipo de mantenimiento y cilindro, que en un cálculo rápido puede estimarse en un 10% de la presión máxima.

Para que un actuador tenga una vida larga es conveniente que tenga una carga resistente comprendida entre un 25 y un 80% de su fuerza máxima. Esta medida de seguridad se introduce en el diseño con la inclusión del llamado factor de carga (λ), que también sirve para tener en cuenta las fuerzas de inercia. Se incluyen los dos efectos con el mismo factor para no sobredimensionar el diseño.

Además debido a rozamientos internos del émbolo y vástago con la carcasa la fuerza útil es entre un 15 y un 20% menor. Con lo cual se tiene:

$$F_T = \frac{F}{\mu \cdot \lambda} = A \cdot p$$

siendo F_T la fuerza máxima que puede realizar el cilindro.

F la fuerza requerida por el proceso

λ el factor de carga (0,25 a 0,8)

μ el coeficiente evaluador de rozamientos (0,8 a 0,85)

p la presión de trabajo.

Si se supone que el actuador es lineal y de sección circular, y el esfuerzo es realizado por la zona circular del cilindro, se tiene:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{F}{\lambda\ \mu\ p} \quad \rightarrow \quad D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi\ \lambda\ \mu\ p}}$$

Si el esfuerzo fuera realizado por la cara anular se tendría:

$$A = \frac{\pi\left(D^2 - d^2\right)}{4} = \frac{F}{\lambda\ \mu\ p} \quad \rightarrow \quad D^2 - d^2 = \frac{4 \cdot F}{\pi\ \lambda\ \mu\ p}$$

siendo D el diámetro del émbolo y d el diámetro del vástago.

Los catálogos comerciales facilitan los datos de los diámetros de émbolo y vástago de los cilindros fabricados, habrá de elegirse el más conveniente de ellos.

3.5.2 Longitud de carrera

La carrera es el recorrido máximo que puede abarcar el vástago de un cilindro, la cual viene indicada en los catálogos comerciales. Dicho parámetro oscila entre los 10 mm, e incluso menos, en actuadores de pequeñas dimensiones, hasta los 100 mm en los cilindros de simple efecto y hasta los 800 mm en los de doble efecto, si bien estos pueden alcanzar longitudes notablemente superiores en construcciones especiales; incluso en el caso de cilindros sin vástago pueden construirse con una carrera de 5 m y todavía mayores.

LIMITACIÓN POR PANDEO

Una cuestión que es conveniente tener en cuenta en el momento de seleccionar un cilindro es la limitación de su carrera a causa del posible pandeo. En este factor influye además del recorrido la fuerza a realizar y el diámetro del vástago.

Según la fórmula de Euler para el pandeo:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^{\ 2}}$$

donde:

F_p: Fuerza en N a la que se produce pandeo.

E: Módulo de elasticidad del material con el que esté construido el vástago, en el caso del acero $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ N/m^2 , es decir, en Pa.

I: Momento de inercia en m^4. Para secciones transversales circulares vale:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

siendo d el diámetro del vástago en m.

L_p: longitud libre al pandeo en m. Depende del tipo de fijación que lleve el cilindro. Su valor se indica en la tabla 3-1.

L: carrera del cilindro en m.

Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
F, L	F, L	F, L	F, L
$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = \cdot L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = L/2$

Tabla 3-1. Longitud de pandeo según la solicitación requerida.

Con una fuerza $F = F_p$ se producirá pandeo, luego la fuerza de servicio deberá de ser menor que F_p. Normalmente se toma como coeficiente de seguridad 3,5 de forma que:

$$F = \frac{F_p}{3{,}5}$$

LIMITACIÓN POR FLEXIÓN

En principio los actuadores lineales están diseñados para sufrir esfuerzos de tracción y compresión solamente, siendo muy limitadas las fuerzas de flexión a que puede estar sometido su vástago.

Los catálogos comerciales indican en cada caso las fuerzas de flexión o momentos que pueden soportar en cada caso, que obviamente han de ser superiores a los exigidos por el proceso.

Existen cilindros lineales con guías que permiten soportar esfuerzos de flexión notablemente superiores (figura 3-19).

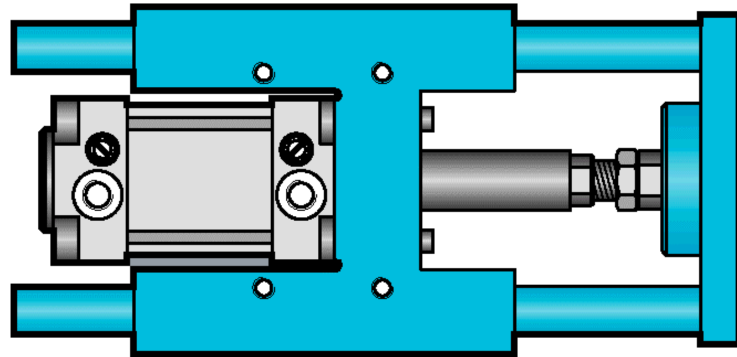


Figura 3-19. Cilindro con guías.

3.5.3 Velocidad del émbolo

La velocidad del émbolo en cilindros neumáticos depende de la carga, de la presión y del caudal de aire. Es un factor de difícil cuantificación de manera precisa, pudiendo conocerse tan solo de manera aproximada. La velocidad media del émbolo en cilindros standard está comprendida entre 0,1 y 1,5 m/s, siendo ésta variable a lo largo de la carrera.

Con la misma presión y el mismo tamaño de cilindro, al aumentar la carga disminuye la velocidad. De manera orientativa se puede prever que al aplicar a un cilindro una carga del 75% de su capacidad máxima, la velocidad se reducirá a la mitad de la que se obtendría con el cilindro trabajando sin carga.

La velocidad del émbolo puede minorarse con válvulas de estrangulación y de antirretorno con estrangulación, y mayorarse con las de escape rápido (apartado 4.5.1 y 4.5.2).

La velocidad mínima del émbolo está limitada debido al fenómeno conocido con el término inglés *"stick-slip"* que se refiere a la falta de regularidad en el movimiento lineal para pequeñas velocidades, a causa del rozamiento cuasiestatico entre émbolo y cilindro. Actualmente existen cilindros que permiten trabajar con una velocidad mínima. Por otra parte la velocidad máxima está limitada también por la amortiguación del cilindro en su fin de carrera. Todo cilindro en movimiento tiene una energía cinética que debe ser absorbida en el fin de carrera. Para una vida óptima del cilindro esta energía cinética está limitada a un máximo admisible definido en catálogo. En el caso de actuadores de giro suele darse como dato el momento de inercia máximo admisible.

Se puede conseguir una velocidad regular de desplazamiento disponiendo en paralelo con el cilindro neumático un cilindro oleohidráulico, es decir, lo que se denomina una unidad oleoneumática en el que el cilindro neumático efectúa el esfuerzo y el hidráulico consigue la

regulación de la velocidad, tal como se observa en la figura 3-20. Con la disposición de la válvula antirretorno de la figura se consigue una carrera homogénea y normalmente lenta de izquierda a derecha y más rápida en el sentido inverso.

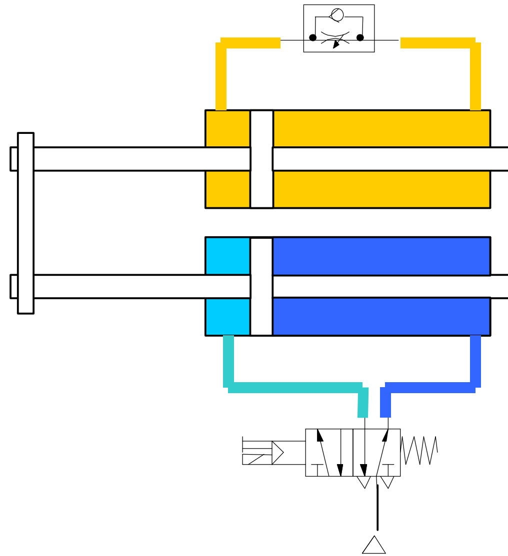


Figura 3-20. Unidad Oleoneumática.

3.5.4 Consumo de aire

Con el fin de dimensionar convenientemente la central compresora es preciso conocer el consumo de aire de los actuadores (apartado 2.4). Para un ciclo de funcionamiento del actuador, el volumen de aire consumido será:

$$\forall = (A_c + A_{cc}) \cdot L$$

$\forall$: Volumen de aire.

A_c: Área circular del cilindro.

A_{cc}: Área de la corona circular.

L: Carrera del cilindro.

Este volumen multiplicado por los ciclos por unidad de tiempo de trabajo del actuador da como resultado el caudal medio de consumo. Para el dimensionamiento de tuberías y válvulas se debe tener en cuenta el consumo máximo que será:

$$Q_{max} = A_c \cdot v$$

dónde v es la velocidad del cilindro.

Debido a la diferencia de presiones con que pueden trabajar los cilindros y otros elementos neumáticos, los consumos de aire se miden en condiciones normales, es decir a la presión atmosférica normal y a 0º C. Para pasar un consumo en unas condiciones de presión y

temperatura determinadas a condiciones normales se puede emplear la siguiente ecuación deducida a partir de la ecuación de estado de los gases ideales:

$$Q_0 = \left(\frac{p_1}{p_0}\right) \cdot \left(\frac{T_0}{T_1}\right) \cdot Q_1$$

siendo Q_0: caudal en condiciones normales.

p_1: Presión absoluta de trabajo en Pa.

T_1: Temperatura de trabajo en ºK.

Q_1: caudal a la presión y temperatura de trabajo.

$p_0 = 1{,}013 \times 10^5$ Pa.

$T_0 = 273$ ºK.

A la hora de calcular el consumo en un cilindro se debe tener en cuenta el consumo debido al volumen de aire que se encuentra en los tubos desde la válvula distribuidora hasta el propio cilindro. Aunque en muchos casos dicho consumo es despreciable porque el diámetro de los tubos es pequeño, hay que tener en cuenta que el volumen aumenta con el cuadrado del diámetro y en casos de tubos grandes pudiera no ser despreciable.

3.6 Funcionamiento real de un cilindro

El proceso de funcionamiento de un cilindro desde que se encuentra en reposo hasta su fin de carrera es más complejo del que hasta el momento se ha explicado pasando por diferentes situaciones. Por otra parte el funcionamiento es muy variable dependiendo de muchos factores, entre ellos el tipo de cilindro, su carrera, su posición horizontal o vertical, las válvulas del circuito e incluso el diámetro y la longitud de las tuberías de alimentación del aire.

En la figura 3-21 se puede observar la variación en las presiones y en la velocidad a lo largo de una carrera de un cilindro sin vástago subiendo un peso. Como se puede observar las presiones y la velocidad no son constantes durante el desplazamiento del actuador. Es un caso particular por lo que si se variaran las condiciones de carga o se añadieran válvulas los resultados serían diferentes pero en cualquier caso lo que se quiere resaltar es que las variables de presión, caudal, velocidad varían a lo largo de la carrera de un cilindro. En el apartado 5.3 se explica un caso particular desarrollado en laboratorio.

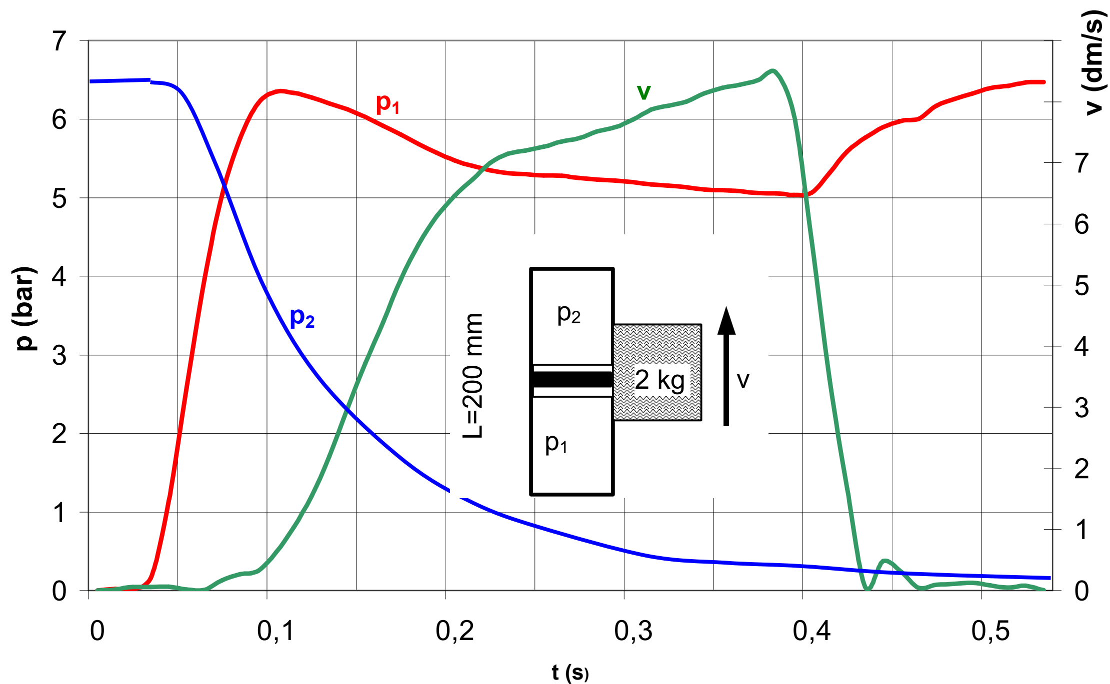


Figura 3-21. Variación de presiones y velocidad en una carrera de un cilindro.

3.7 Actuadores de giro

Los actuadores de giro son motores alternativos. Existen dos tipos fundamentales según su construcción:

- De piñón-cremallera
- De paleta.

ACTUADOR DE GIRO PIÑÓN-CREMALLERA

Se trata de cilindros de doble efecto que convierten el movimiento de vaivén en giro en uno y otro sentido. Lo anterior se consigue sin más que disponer en el vástago una cremallera que arrastre un piñón. Los ángulos de giro normales son de 45º, 90º, 180º, 290º hasta 720º. Es posible determinar el margen de giro dentro del total por medio de un tornillo de ajuste (figura 3-22).

El par de giro es función de la presión, de la superficie del émbolo y de la desmultiplicación. Los accionamientos de giro se emplean para voltear piezas, doblar tubos metálicos, regular acondicionadores de aire, accionar válvulas de cierre, etc.

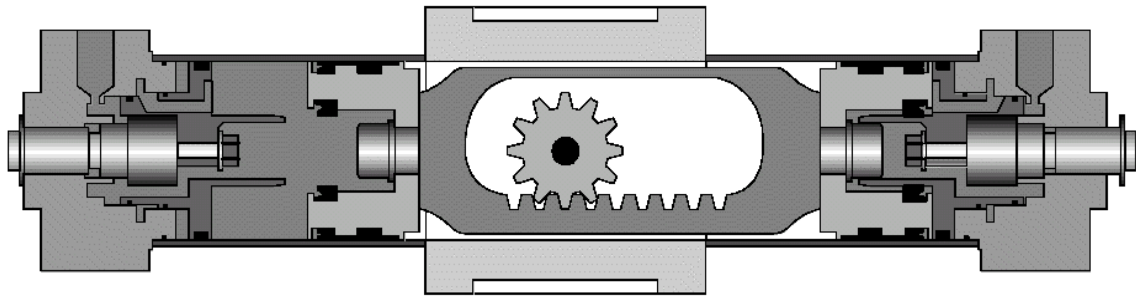


Figura 3-22. Actuador de giro piñón-cremallera.

ACTUADOR DE GIRO DE PALETA

Como los cilindros de giro, éste también puede realizar un movimiento angular limitado, que rara vez sobrepasa los 300º. Constan de una carcasa cilíndrica de diámetro grande y anchura reducida; el émbolo se sustituye por una pieza radial que gira sobre el eje del cilindro y separa las dos partes del actuador. La estanquización presenta dificultades y el diámetro o el ancho permiten a menudo obtener sólo pares de fuerza pequeños. Estos cilindros no se utilizan mucho en neumática, pero en hidráulica se ven con frecuencia (figura 3-23)

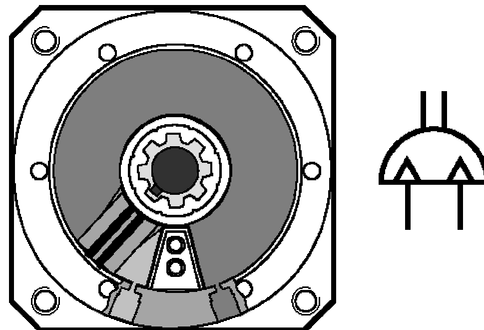


Figura 3-23. Actuador de giro de paleta.

CÁLCULO DE ACTUADORES DE GIRO

Análogamente a los actuadores lineales en los que se debe vencer una fuerza en los actuadores de giro se debe vencer un par de giro. En los catálogos de actuadores de giro el fabricante suele indicar el par máximo admisible o la carga radial máxima admisible.

Sin embargo la mayor limitación de esfuerzos en los actuadores de giro viene condicionada por la amortiguación en el fin de giro. En este sentido los catálogos señalan la energía cinética máxima admisible o el momento de inercia máximo admisible. Se debe tener en cuenta que en este caso la energía cinética a amortiguar será:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2$$

dónde E_c es la energía cinética en J.

I es el momento de inercia en kg·m^2

ω es la velocidad angular en rad/s.

3.8 Motores neumáticos

Estos actuadores transforman la energía neumática en un par mecánico, se trata, por tanto, de motores neumáticos. Obviamente su ángulo de giro no está limitado. Gozan de unas características singulares que los hacen extraordinariamente útiles y por tanto muy utilizados.

Poseen par de arranque. Puede regularse su velocidad de rotación y su par motor sin escalones desde cero hasta su valor máximo. Algunos de ellos pueden girar a velocidades no superadas por ninguna otra máquina, existiendo una gran selección de motores con diferentes velocidades de rotación. Sus dimensiones son reducidas con poco peso. No se estropean ante una sobrecarga sino que solamente se paran, poniéndose de nuevo en marcha cuando aquella se reduce. Puede limitarse su par con el fin de que no se sobrepase un determinado valor.

Tienen una gran fiablidad. Son insensibles al polvo, agua y variaciones térmicas, no teniendo peligro de explosión o deflagración. No requieren especialistas ni para su instalación ni para su mantenimiento, necesitando de cuidados muy reducidos. Su sentido de rotación es fácilmente reversible y además, muchos de ellos pueden trabajar como compresores. En la figura 3-24 se muestran sus curvas características que relacionan la potencia (P), el par (M) y el caudal (Q) con la velocidad de giro (N).

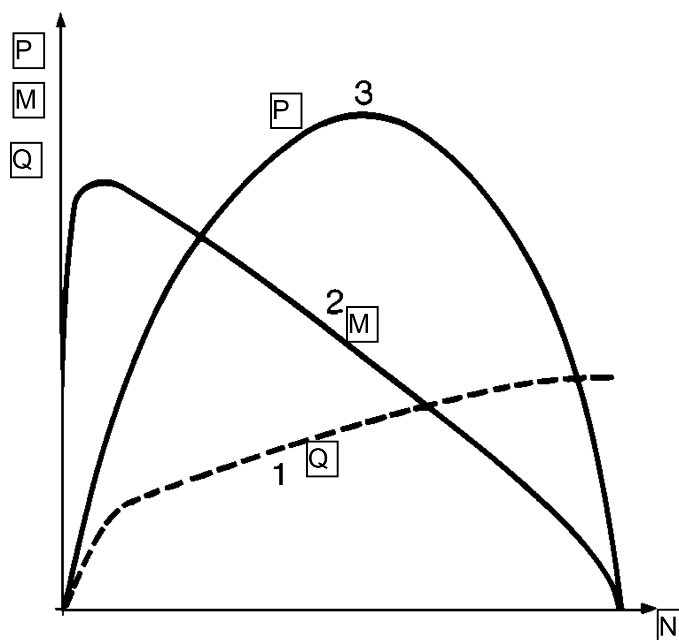


Figura 3-24. Curvas características de motores neumáticos.

Según su concepción se distinguen:

- Motores de émbolo

- Motores de paletas
- Motores de engranajes
- Turbomotores

3.8.1 Motores de émbolo

Su funcionamiento es análogo al de los cilindros de doble efecto. Están formados por una serie de cilindros trabajando en paralelo y de manera desfasada, dispuestos de manera radial o paralelos entre si, constituyendo los motores de émbolo radiales y axiales respectivamente. Su potencia depende de la presión de entrada, del número de cilindros y de la superficie transversal y velocidad de éstos.

En la figura 3-25 se muestra el esquema de un motor radial y en la 3-26 un corte de uno axial. La fuerza producida por la presión sobre los émbolos se transforma en movimiento rotativo por medio de un sistema biela manivela en el caso de los radiales o por un plato oscilante en los axiales.

Estos motores tienen la ventaja de ser doblemente reversibles, es decir, pueden funcionar como motor o como compresor y girar en los dos sentidos. La velocidad máxima es de unas 5.000 r.p.m, y la potencia a presión normal varía entre 1,5 y 19 kW.

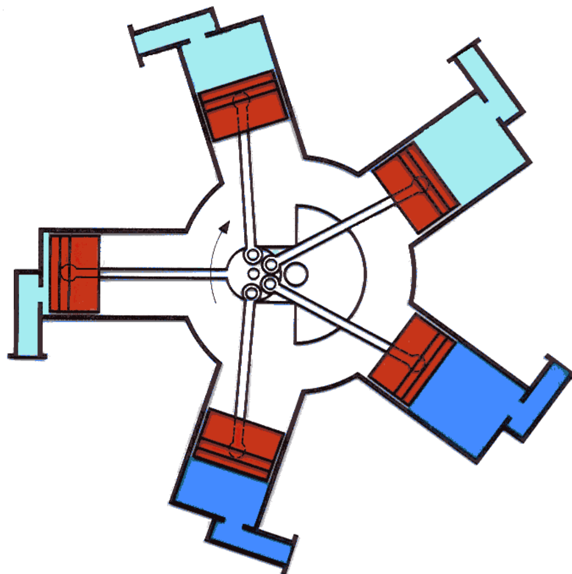


Figura 3-25. Motores de embolo radiales.

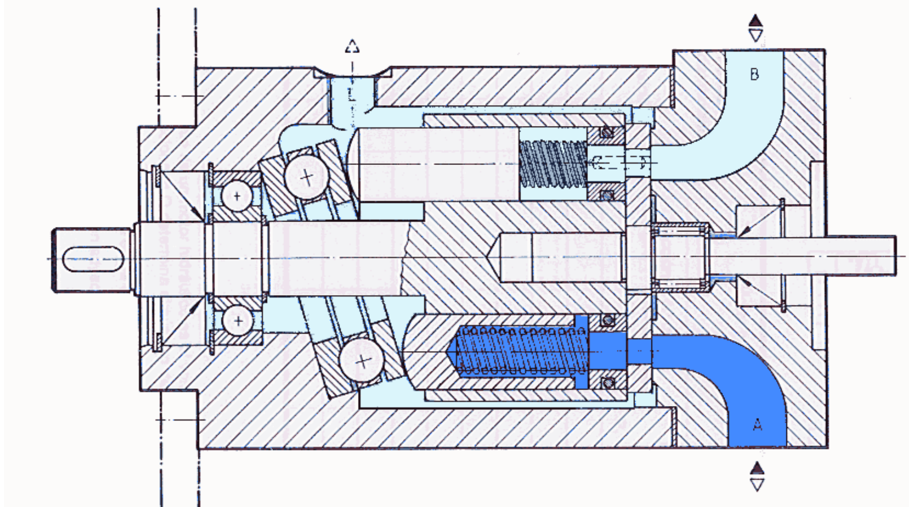


Figura 3-26. Motor de pistones axiales.

3.8.2 Motores de paletas

Constan de un rotor excéntrico dotado de ranuras que gira en una cámara cilíndrica. En las ranuras se deslizan paletas, que son empujadas contra la pared interior del cilindro por el efecto de la fuerza centrífuga, garantizando así la estanquidad entre las diversas cámaras en que queda dividida la carcasa. El aire a presión que penetra por un orificio actúa sobre las paletas creando el par motor (figura 3-27).

La velocidad de estos motores oscila entre 3.000 y 8.500 rpm, con potencias comprendidas entre 0,1 y 17 kW.

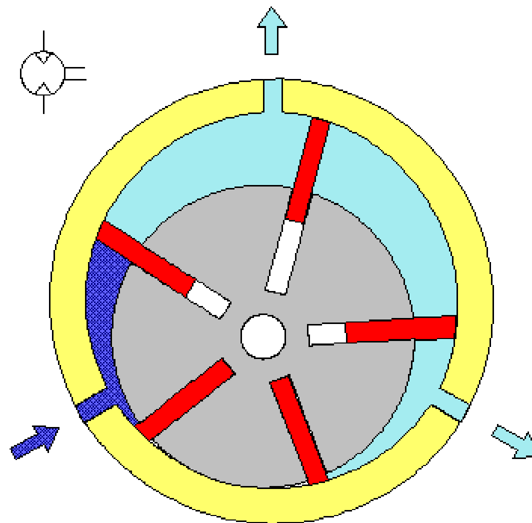


Figura 3-27. Motor de paletas.

3.8.3 Motor de engranajes

En este tipo de motores el par de rotación es engendrado por la presión que ejerce el aire sobre los flancos de los dientes de piñones engranados. Uno de los piñones es solidario con el eje

del motor. Estos motores sirven de máquinas propulsoras de gran potencia de hasta 44 kW (figura 3-28).

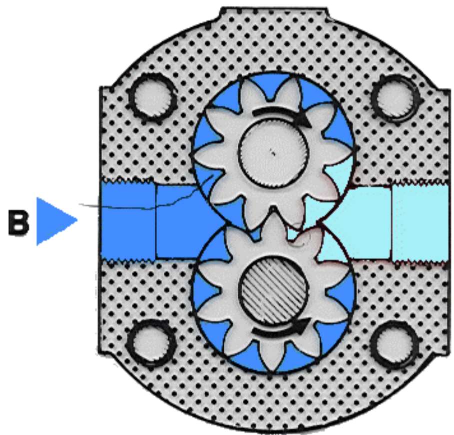


Figura 3-28. Motor de engranajes.

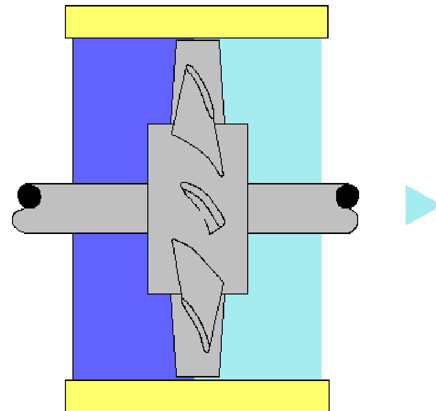


Figura 3-29. Turbomotor.

3.8.4 Turbomotores

Así como todos los motores anteriores son máquinas de desplazamiento positivo éstos son turbomáquinas. Son aptos únicamente para potencias pequeñas, pero su velocidad puede alcanzar valores extraordinariamente elevados como es el caso del torno del dentista que puede llegar a las 500.000 r.p.m. Su principio de funcionamiento es el mismo que los turbocompresores, es decir el teorema de la cantidad de movimiento (figura 3-29).

3.9 Ejemplos de selección de un cilindro

3.9.1 Cilindro con vástago trabajando a tracción y compresión

Se trata de seleccionar el cilindro que deba desplazar linealmente en el sentido del punto muerto posterior al anterior, es decir, saliendo su vástago, una carga de 1.000 N con un coeficiente de rozamiento de 0,3 y una carrera de 200 mm. Presión de trabajo 6 bar. Se deben realizar 15 ciclos por minuto y una velocidad media de 0,4 m/s (figura 3-30).

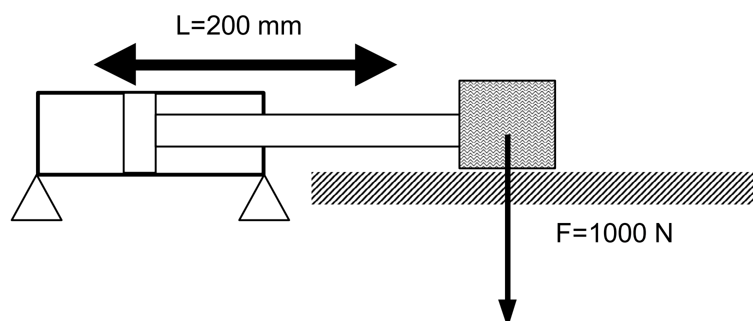


Figura 3-30. Esquema del problema.

SELECCIÓN DEL DIÁMETRO

F	Fuerza necesaria para realizar el trabajo.		$F = 1000 \cdot 0{,}3 = 300N$
λ	Factor de carga	0,7 para velocidades normales 0,4 y 0,5 para velocidades grandes	0,7
μ	Rendimiento interno del cilindro por rozamiento de las juntas.	Entre 0,8 y 0,9 (ver catálogo comercial)	0,9
p	Presión manométrica en el cilindro.		6 bar
F_T	Fuerza teórica en el cilindro	$F_T = \frac{F}{\lambda\mu} = A \cdot p$	$F_T = \frac{300}{0{,}7 \cdot 0{,}9} = 476N$

Por lo tanto se tiene que cuando el vástago está saliendo:

$$D = \sqrt{\frac{F_T \cdot 4}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{476 \cdot 4}{\pi \cdot 6 \cdot 10^5}} = 31{,}8 \text{ mm}$$

Observando los catálogos comerciales se selecciona aquel cilindro que tiene un diámetro de 32 mm y un vástago de 12 mm.

VÁSTAGO ENTRANDO

Suponiendo que la carga tuviera también que ser desplazada en el otro sentido se tendrá:

$$D^2 - d^2 = \frac{F_T \cdot 4}{\pi \cdot p} = \frac{476 \cdot 4}{\pi \cdot 6 \cdot 10^5} = 1010 \ mm^2$$

Se observa que el cilindro seleccionado tiene valor de D^2-d^2 = 880 mm^2 , por lo que sería insuficiente. Por tanto habrá de elegirse el cilindro inmediatamente superior de D=40 mm, d=16 mm, en el que: D^2-d^2 = 1.344 mm^2.

COMPROBACIÓN A PANDEO

Según la fórmula de Euler para el pandeo:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^{\ 2}}$$

Con una fuerza F = F_p se producirá pandeo, luego la fuerza de servicio deberá de ser menor que F_p. Normalmente se toma como coeficiente de seguridad 3,5 de forma que:

F_p= 300·3,5 = 1.050 N

L_p: longitud libre de pandeo en m. Depende del tipo de fijación que lleve el cilindro (tabla 3-1, página 3-14). En nuestro caso L_p = 2L = 400 mm = 0,4 m.

$$I = \frac{F_p \cdot L_p^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{1050 \cdot 0,4^2}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} = 8,1 \cdot 10^{-11}\ m^4$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 8,1 \cdot 10^{-11}}{\pi}} = 6,4 \cdot 10^{-3}\ m = 6,4\ mm$$

Como d=16 mm no hay problemas de pandeo.

CONSUMO DE AIRE COMPRIMIDO

Considerando la velocidad media del cilindro de 0,4 m/s en ambos sentidos.

Caudal a la salida del vástago

$$Q_s = v \cdot A_1 = 0,4 \cdot \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4} = 5 \cdot 10^{-4}\ m^3/s = 30\ l/min$$

Caudal a la entrada del vástago

$$Q_e = v \cdot A_2 = 0,4 \cdot \frac{\pi \cdot (0,04^2 - 0,016^2)}{4} = 4,2 \cdot 10^{-4}\ m^3/s = 25,3\ l/min$$

Estos serían los caudales de aire a una presión relativa de 6 bar o una presión absoluta de 7 bar. Ambos valores están en condiciones de presión, dado que la presión manométrica de trabajo es 6 bar, los caudales en condiciones normales serán:

$$Q_s = \frac{101,3 \cdot 10^3 + 6 \cdot 10^5}{101,3 \cdot 10^3} \cdot 30 = 207,7\ lN/min$$

$$Q_e = \frac{101,3 \cdot 10^3 + 6 \cdot 10^5}{101,3 \cdot 10^3} \cdot 25,3 = 175,2\ lN/min$$

VOLUMEN CONSUMIDO POR CICLO

El tiempo de salida y de entrada del vástago será:

$$t_s = t_e = \frac{e}{V} = \frac{0,2}{0,4} = 0,5\ s$$

Los volúmenes correspondientes serán:

$$\forall_s = Q_s \cdot t = \frac{207,7}{60} \cdot 0,5 = 1,7\ lN$$

$$\forall_e = Q_e \cdot t = \frac{175,2}{60} \cdot 0,5 = 1,5\ lN$$

AMORTIGUAMIENTO

La energía cinética que hay que amortiguar en el final de carrera es:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot 100 \cdot 0,4^2 = 8J$$

despreciando las masas del émbolo y del vástago.

Si elegimos un cilindro SMC del tipo C76 de diámetro 40 mm con amortiguación elástica el máximo de energía que soporta dicha amortiguación es de 1,2J y con amortiguación neumática el máximo es de 2,35J (ver tabla 3-2). Por lo que habrá que colocar un amortiguador hidráulico exterior o bien elegir un cilindro de un diámetro mayor.

Características técnicas de un cilindro SMC serie C76			
Diámetro (mm)		32	40
Diámetro vástago (mm)		12	14
Rosca vástago		M10 x 1,5	M12 x 1,75
Conexiones		G1/8	G1/4
Funcionamiento		Doble efecto / vástago simple o doble	
Fluido		Aire comprimido	
Presión de prueba		1,5 MPa (15 bar)	
Máxima presión de trabajo		1 MPa (10 bar)	
Mínima presión de trabajo		0,05 MPa (0,5 bar)	
Temperatura ambiente y de fluido		-20 a 80 ºC (imán integrado –10 a 60 ºC)	
Lubricación		No necesaria. Si se utiliza aceite se recomienda #1 ISOVG32	
Velocidad del émbolo		50 – 1500 mm/s	
Energía cinética admisible	**Amortiguación elástica (J)**	0,65	**1,2**
	Amortiguación neumática (J)	1,07	**2,35**
Precisión antigiro		±0,5º	±0,5º

Tabla 3-2. Características técnicas de los cilindros de la serie C76 (catálogo de SMC).

Si se opta por elegir un cilindro de un diámetro mayor deberemos acudir a las gráficas de amortiguación neumática o elástica del cilindro correspondiente suministradas en el catálogo

correspondiente. Como ejemplo se muestra la gráfica para la selección de cilindros de la serie CG1 de la marca SMC (figura 3-31).

En este caso como nuestra carga es de 100 kg y nuestra velocidad es de 400 mm/s deberíamos elegir un cilindro de un diámetro de émbolo de 80 mm. Como se ve es el doble del elegido inicialmente con lo cual el consumo de aire comprimido será considerablemente mayor. Por ello se debe considerar la utilización de un amortiguador hidráulico externo y sopesar económicamente cual es la solución más rentable.

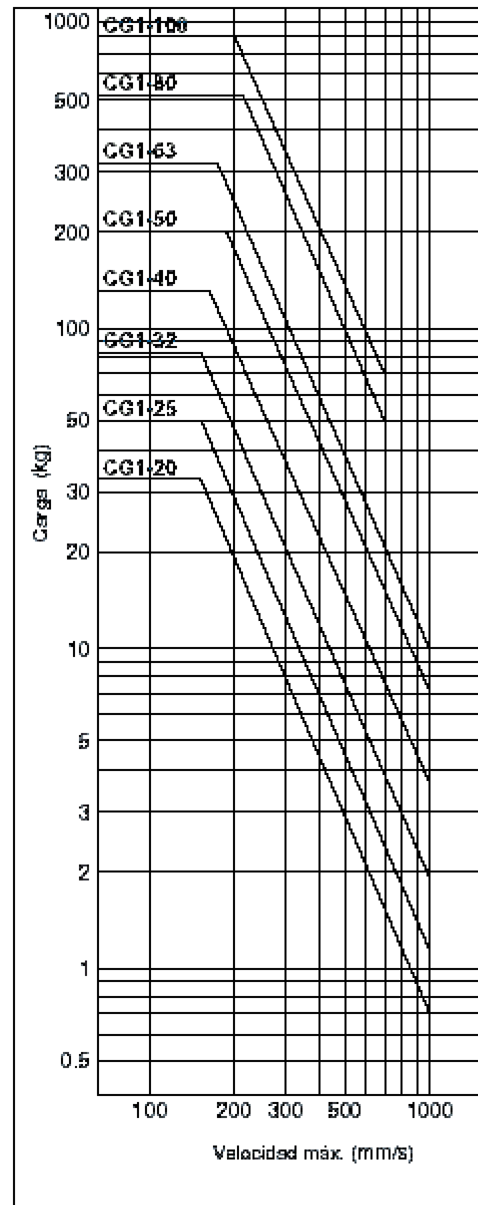


Figura 3-31. Grafica de selección por la amortiguación máxima.

Para elegir el amortiguador necesario se ha de tener en cuenta que además de la energía cinética, dicho elemento tendrá que disipar también la energía motriz generada por la presión de

aire en el cilindro durante la carrera en que trabaja dicho amortiguador. En este problema dicha energía vale:

$$E_a = p \cdot A_1 \cdot l = 6 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}04^2}{4} \cdot l = 754 \cdot l$$

siendo l la carrera de trabajo del amortiguador.

La energía total a disipar será la energía cinética más esta otra energía motriz debida a la presión del aire: $E_T = E_c + E_a$.

Otro dato necesario para la elección del amortiguador es la energía absorbible por hora que será el resultado de multiplicar la energía total a disipar por el número de ciclos por hora; en nuestro caso 15 × 60 = 900 ciclos / hora.

Si se adoptan los datos del catálogo, se pueden escoger de menor a mayor el que antes satisfaga las necesidades planteadas. De esta forma, utilizando el catálogo de SMC se tiene:

Tipo amortiguador	Carrera s (mm)	Energía absorbible por golpe (J)	Energía absorbible por hora (J/h)	$E_a = 754 \cdot s$ (J)	E_T (J)	$E_{T/h}$ (J/h)
RB0806	6	3	14.400	4,52	12,52	11.268
RB1007	7	6	25.200	5,28	13,28	11.952
RB1412	12	**20**	**54.000**	**9,05**	**17,05**	**15.343**
RB2015	15	60	90.000	11,31	19,31	17.379

Tabla 3-3. Elección de amortiguador.

Como se comprueba debemos elegir un amortiguador del tipo RB1412 (catálogo SMC).

3.9.2 Cilindro con vástago trabajando a flexión

En este caso el cilindro de doble efecto ha de conducir colgando y en ambos sentidos un peso de 100 N con una carrera de 200 mm. Presión de trabajo 6 bar (figura 3-32).

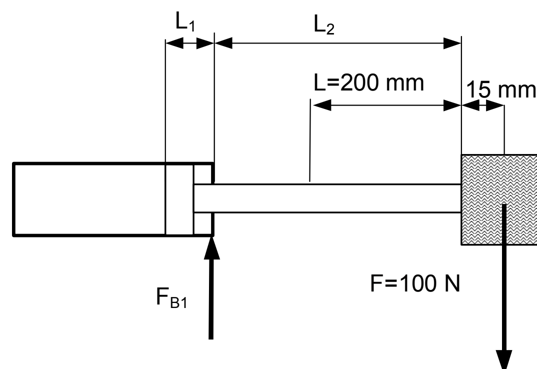


Figura 3-32. Esquema del problema.

SELECCIÓN DEL DIÁMETRO

Teniendo en cuenta que la fuerza horizontal a realizar se reduce al rozamiento del propio cilindro, lo importante es la capacidad de soportar la flexión. En el catálogo de SMC se dispone una tabla 3-4 en la que se facilita la carga máxima soportable por el casquillo guía del cilindro (F_B) en función del diámetro del mismo. En el caso del problema, tomando momentos se tiene:

$$F \cdot (15 + L_2 + L_1) = F_{B1} \cdot L_1$$

$$F_{B1} = \frac{F \cdot (15 + L_2 + L_1)}{L_1}$$

De esta forma, según catálogo:

∅ cilindro (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)	F_B (N)	F_{B1} (N)
80	52	279	250	665
100	56	285	395	636
125	91	318	615	466

Tabla 3-4. Elección del diámetro del cilindro con carga a flexión

Por lo tanto el diámetro a elegir será de 125 mm. En el caso de seleccionar un cilindro con guías se obtendrá un diámetro de cilindro notablemente inferior. En los catálogos comerciales vienen las indicaciones suficientes para su selección. El consumo de aire comprimido y el amortiguamiento se calculan de manera totalmente análoga al primer ejemplo.

4. Válvulas neumáticas

4.1 Generalidades

Los circuitos neumáticos están constituidos por los actuadores que efectúan el trabajo y por aquellos elementos de señalización y de mando que gobiernan el paso del aire comprimido, y por lo tanto la maniobra de aquellos, denominándose de una manera genérica válvulas.

Estos elementos tienen como finalidad mandar o regular la puesta en marcha o el paro del sistema, el sentido del flujo, así como la presión o el caudal del fluido procedente del depósito regulador.

Según su función las válvulas se subdividen en los grupos siguientes:

1. Válvulas de vías o distribuidoras
2. Válvulas de bloqueo
3. Válvulas de presión
4. Válvulas de caudal y de cierre

4.2 Válvulas distribuidoras

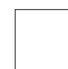
Estas válvulas son los componentes que determinan el camino que ha de seguir el aire en cada momento, gobernando a la postre el sentido de desplazamiento de los actuadores. Trabajan en dos o más posiciones fijas determinadas. En principio, no pueden trabajar en posiciones intermedias.

4.2.1 Representación esquemática de las válvulas

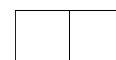
Análogamente que en los actuadores es preciso utilizar una representación simbólica para expresar gráficamente las válvulas, como en aquel caso se utilizan anagramas que representan exclusivamente su función de una manera tremendamente significativa. No indican detalles constructivos, representándose de idéntica manera válvulas diferentes constructivamente hablando pero que cumplen la misma función.

La representación que se utiliza corresponde a la norma ISO 1219, que es idéntica a la norma de la Comisión Europea de la Transmisiones Neumáticas y Oleohidráulicas (CETOP). Se trata de una representación que refleja la función y el funcionamiento de las válvulas de una manera tremendamente significativa. A continuación se relacionan las cuestiones más importantes.

Cada posición que puede adoptar una válvula distribuidora se representa por medio de un cuadrado

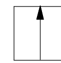


El número de cuadrados yuxtapuestos indica el número de posibles posiciones de la válvula distribuidora.

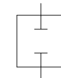


El funcionamiento de cada posición se representa esquemáticamente en el interior de cada casilla

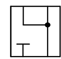
Las líneas representan los conductos internos de la válvula. Las flechas, el sentido exclusivo o prioritario de circulación del fluido.



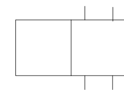
Las posiciones de cierre dentro de las casillas se representan mediante líneas transversales.



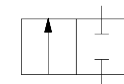
La unión de conductos internos se representa mediante un punto



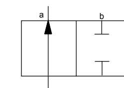
Las conexiones externas (entradas y salidas) se representan por medio de trazos unidos a la casilla que esquematiza la posición de reposo inicial. Las uniones con los actuadores figuran en la parte superior y la alimentación de aire comprimido y el escape en la inferior.



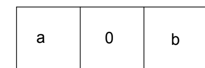
La otra posición u otras posiciones se obtienen desplazando lateralmente los cuadrados, hasta que las conexiones coincidan.



Las posiciones pueden distinguirse por medio de letras minúsculas a, b, c, d...

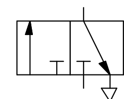


Si la válvula es de tres posiciones, la intermedia es, en principio, la de reposo.

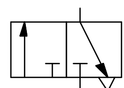


Por posición de reposo se entiende, en el caso de válvulas con dispositivo de reposición automática, aquella posición que ocupa cuando sobre la válvula no se ejerce ninguna acción. Se denomina igualmente posición estable y la válvula se dice que es monoestable.

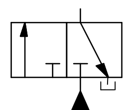
Los conductos de escape a través de un conducto se representan con un triángulo ligeramente separado del símbolo de la válvula



Los conductos de escape sin empalme de tubo, es decir cuando el aire se evacua directamente a la atmósfera se representan mediante un triángulo unido al símbolo de la válvula.



Si el fluido que circula es aire comprimido, es decir en neumática, el triángulo tendrá aristas negras y fondo blanco. Si se trata de aceite, o sea en oleohidráulica, el triángulo será negro en su totalidad.



Las conexiones externas se identifican por medio de letras mayúsculas o números:

- Tuberías o conductos de trabajo, es decir las uniones con los actuadores: A, B, … o bien 2,4,6
- Conexión con la alimentación del aire comprimido: P ó 1
- Salida de escape R, S, T ó 3,5,7

- Tuberías o conductos de pilotaje (maniobra con aire comprimido) X, Y, Z ó 12,14,

Las válvulas distribuidoras se denominan por su número de vías o conexiones con el exterior y el de posiciones posibles, separadas por una barra; por ejemplo una válvula 3/2 significa que tiene tres conexiones con el exterior (una con un actuador, otra la alimentación y la tercera el escape) y que puede ocupar dos posiciones diferentes.

Los símbolos más importantes de la parte neumática de la norma ISO 1219 se representan en el apéndice A1.

4.2.2 Accionamiento de válvulas

Las válvulas pueden ser accionadas de diferentes maneras, incluso pueden accionarse de manera distinta en un sentido u otro. El accionamiento puede ser manual, mecánico, neumático o eléctrico. El primero se hace mediante pulsador, palanca o pedal. El mecánico se efectúa por medio de una leva , muelle o rodillo; éste puede ser normal o escamoteable, es decir si sólo actúa cuando se desplaza el rodillo en un sentido mientras que en el otro se retrae.

En el accionamiento neumático se utiliza aire comprimido del mismo circuito o de otro auxiliar para maniobrar la posición de la válvula. Generalmente se necesita una presión mínima del aire (presión mínima de pilotaje o de mando) para poder accionar la válvula. Dicha presión se especifica en los catálogos en función de la presión de trabajo del circuito.

El accionamiento eléctrico se efectúa con la fuerza que se provoca al hacer pasar una corriente eléctrica alrededor de una bobina con un núcleo de hierro desplazable en su interior. Tiene muchas ventajas frente al resto de accionamientos y da lugar a una tecnología conocida como Electroneumática que se estudia en el capítulo 6.

Los accionamientos se representan en las líneas laterales de los cuadrados extremos que simbolizan las válvulas, mediante un pequeño símbolo. En la tabla 4-1 se representan los más significativos.

Manual		
Accionamiento en general		
Pulsador		
Palanca con enclavamiento		
Pedal		
Mecánico		

Retorno por muelle		
Centrado por muelle		
Accionado por rodillo		
Rodillo escamoteable		
Neumático		
Accionamiento neumático directo		
Accionamiento neumático indirecto (servo-pilotado)		
Eléctrico		
Accionamiento con simple bobina		
Accionamiento con doble bobina		
Combinado		
Funcionamiento con doble bobina, servo-pilotaje y pilotaje manual auxiliar		

Tabla 4-1. Accionamientos de válvulas distribuidoras.

4.2.3 Características constructivas de las válvulas distribuidoras

Las características constructivas de las válvulas determinan su forma de trabajar, la fuerza de accionamiento requerida, el desplazamiento del obturador, su grado de estanquidad, su racordaje o conexiones externas, su tamaño, su robustez y posible duración y otras características.

Según su construcción, se distinguen los tipos siguientes:

- Válvulas de asiento
- Válvulas de corredera

4.2.4 Válvulas de asiento

En estas válvulas el obturador está formado por bolas, semiesferas, discos, placas o conos que apoyan sobre un asiento, obteniendo una perfecta estanquidad de una manera muy simple. Los elementos de desgaste son muy pocos y, por tanto, estas válvulas tienen gran duración. Son insensibles a la suciedad y muy robustas.

Normalmente cuentan con un muelle incorporado para el reposicionamiento y se requiere una fuerza de accionamiento relativamente elevada para vencer la resistencia de éste y de la presión del aire. Sin embargo, el desplazamiento necesario del obturador para pasar de posición abierta a cerrada es muy reducido.

Algunas de las soluciones constructivas existentes no son capaces de evitar que se escape aire a la atmósfera cuando la conmutación se produce de forma lenta. Este fenómeno indeseable se conoce como solape.

VÁLVULAS DE ASIENTO ESFÉRICO

Estas válvulas son de concepción muy simple y, por tanto, muy económicas. Se distinguen por sus dimensiones muy pequeñas. Un muelle mantiene apretada la bola contra el asiento; el aire comprimido no puede fluir del empalme 1 (P) hacia la tubería de trabajo 2 (A). Al accionar el taqué, la bola se separa del asiento. Es necesario vencer al efecto la resistencia del muelle de reposicionamiento y la fuerza del aire comprimido. Estas válvulas distribuidoras pueden ser 2/2 (Figura 4-1) o bien 3/2 (Figura 4-2) con escape a través del taqué de accionamiento. El accionamiento puede ser manual o mecánico.

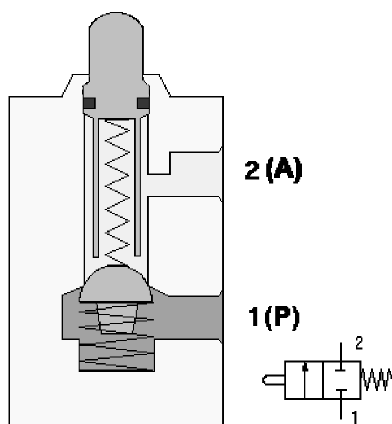


Figura 4-1. Válvula distribuidora 2/2

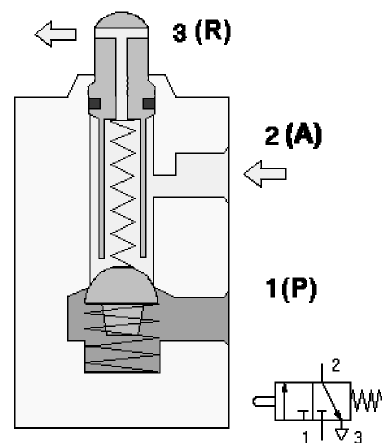


Figura 4-2. Válvula distribuidora 3/2

VÁLVULAS DE ASIENTO PLANO

Disponen de una junta simple que asegura la estanquidad necesaria. El tiempo de repuesta es muy pequeño puesto que con un desplazamiento corto se consigue un gran caudal de

paso. También estas válvulas son insensibles a la suciedad y tienen, por eso, una duración muy larga.

Por el contrario las válvulas construidas según el principio de disco individual tienen un escape sin solape. No se pierde aire cuando la conmutación tiene lugar de forma lenta. En estas válvulas al accionar el taqué se cierra primeramente el conducto de escape de A(2) hacia R(3), porque el taqué asienta sobre el disco, antes de abrir el conducto de P(1). Al seguir apretando, el disco se separa del asiento, y el aire puede circular de P(1) hacia A(2). Se dice que la válvula carece de solape. En la Figura 4-3 se representa una válvula normalmente cerrada de este tipo.

Algunas válvulas al ser accionadas, en primer término se unen simultáneamente las tres vías P, A y R. Como consecuencia, en movimientos lentos, una cierta cantidad de aire comprimido escapa de P directamente a la atmósfera R, sin haber realizado antes trabajo. Se dice que esta válvulas tienen solape (figura 4.5).

Las válvulas distribuidoras 3/2 se utilizan para mandos con cilindros de simple efecto o para el pilotaje de servoelementos.

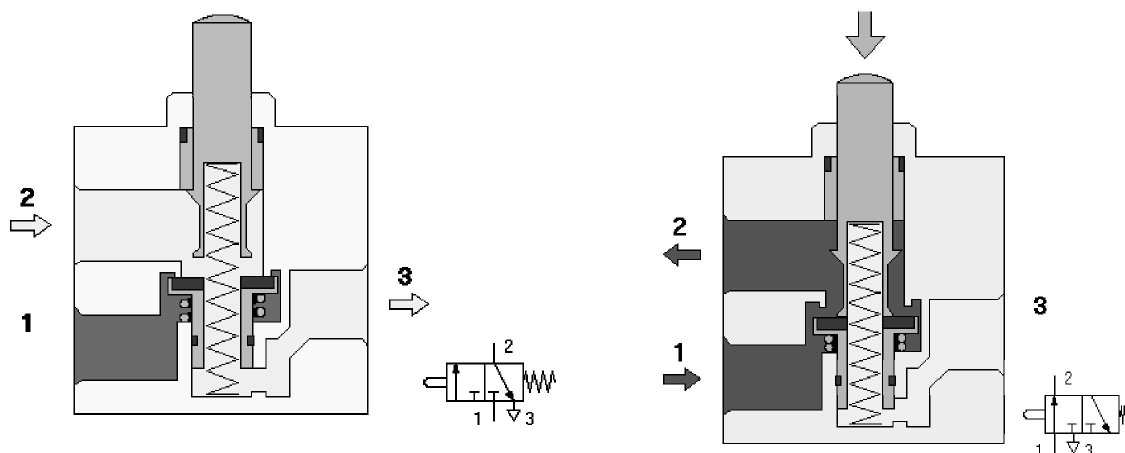


Figura 4-3. Válvula distribuidora 3/2 cerrada en reposo

En el caso de una válvula normalmente abierta o abierta en reposo (abierta de P(1) hacia A(2)), al accionar el taqué se cierra con un disco el paso de P(1) hacia A(2). Al seguir apretando, otro disco se levanta de su asiento y abre el paso de A(2) hacia R(3). El aire puede escapar entonces por R(3). Al soltar el taqué, los muelles reposicionan el émbolo con los discos estanquizantes hasta su posición inicial (Figura 4-4).

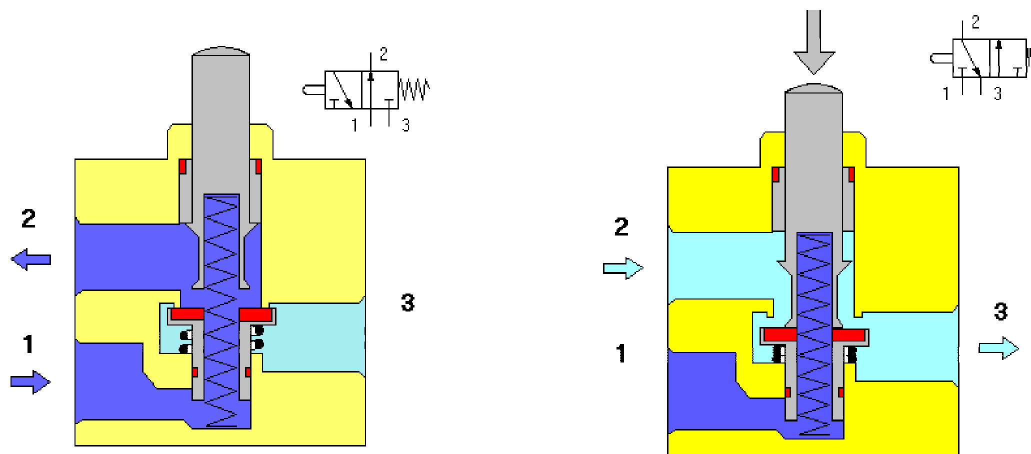


Figura 4-4. Válvula 3/2 inicialmente abierta

Las válvulas pueden accionarse manualmente o por medio de elementos mecánicos, eléctricos o neumáticos. El caso de una válvula 3/2 accionada neumáticamente puede verse en la Figura 4-5. Al aplicar aire comprimido al émbolo de mando a través del empalme Z (12) se desplaza el émbolo de la válvula venciendo la fuerza del muelle de reposicionamiento. Se unen los conductos P (1) y A (2). Cuando se pone a escape el conducto de mando Z, el émbolo de mando regresa a su posición inicial por el efecto del muelle montado. El disco cierra el paso de P (1) hacia A (2). El aire de salida del conducto de trabajo A (2) puede escapar por R (3). Se trata de una válvula con solape, pues en el primer momento en que desciende el émbolo se ponen en contacto 1, 2 y 3 simultáneamente.

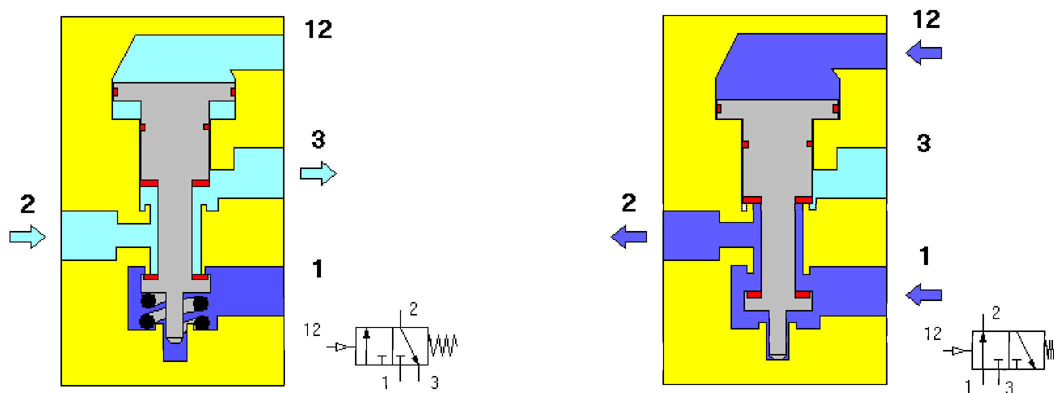


Figura 4-5. Válvula 3/2 accionada neumáticamente

Una válvula 4/2 que trabaja según este principio es una combinación de dos válvulas 3/2, una de ellas normalmente cerrada y la otra normalmente abierta alojadas dentro de la misma carcasa.

Los conductos de P(1) hacia A(2) y de B(4) hacia R(3) están abiertos. Al accionar simultáneamente los dos taqués, se cierra el paso de P(1) hacia A(2) y de B(4) hacia R(3). Al seguir apretando los taqués contra los discos, venciendo la fuerza de los muelles de reposicionamiento, se abren los pasos de P(1) hacia B(4) y de A(2) hacia R(3) (figura 4.6).

Esta válvula tiene un escape sin solape y regresa a su posición inicial por la fuerza de los muelles. Se emplea para mandos de cilindros de doble efecto.

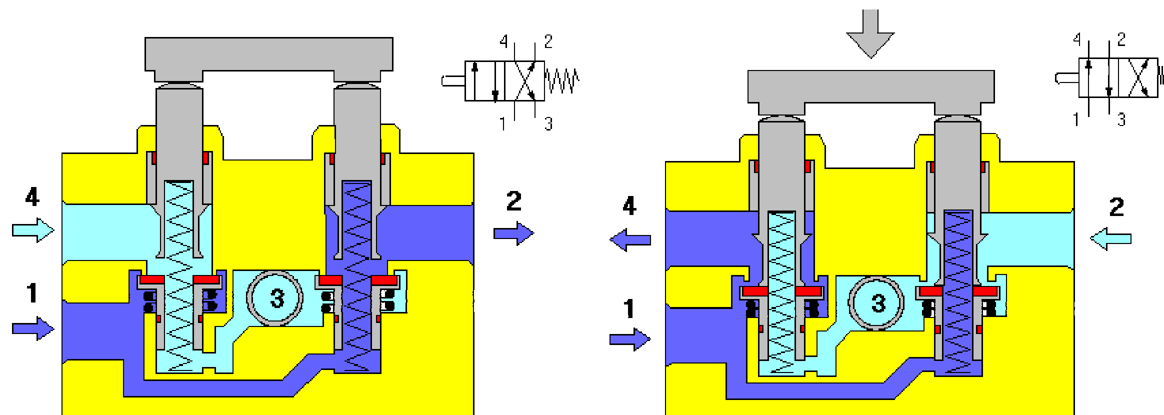


Figura 4-6. Válvula distribuidora 4/2

En la Figura 4-7 se observa una válvula distribuidora 5/2 denominada de disco flotante. Se invierte alternativamente por pilotaje mediante aire comprimido y permanece en la posición correspondiente hasta que recibe un impulso inverso. Se dice que es una válvula biestable. Al recibir presión, el émbolo de mando se desplaza. En el centro de dicho émbolo se encuentra un disco con una junta anular, que une los conductos de trabajo A (2) ó B (4) con empalme de presión P (1) o los separa de éste. El escape se realiza a través de R (3) ó S (5).

Aunque en un principio pudiera parecer que se trata de una válvula de corredera (4.2.5) se trata de una válvula de asiento, pues aunque dispone de una corredera la estanquidad se consigue mediante asiento.

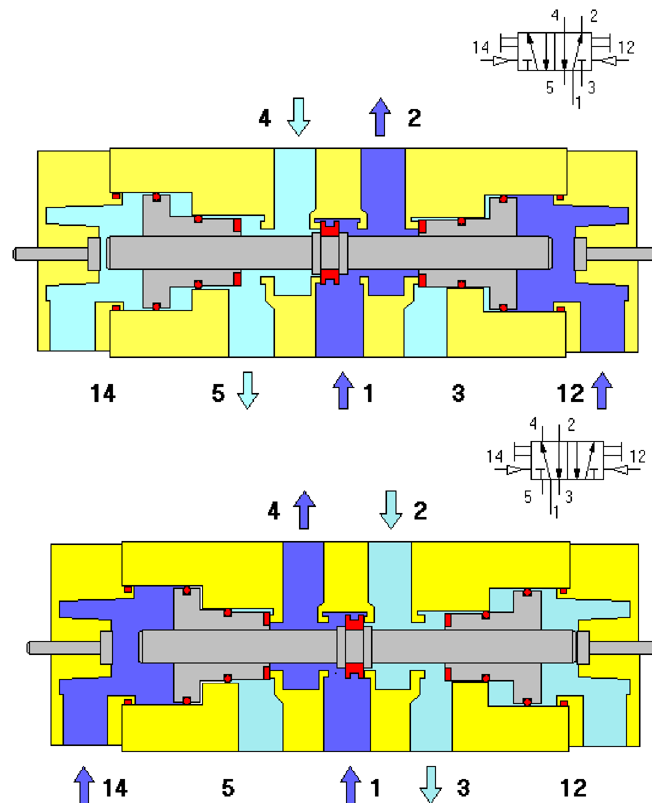


Figura 4-7. Válvula distribuidora 5/2 de disco flotante

VÁLVULA DISTRIBUIDORA 3/2, SERVOPILOTADA

Cuando la válvula tiene un diámetro medio o grande se requiere un esfuerzo de accionamiento superior al que en determinados casos es factible. Para obviar esta dificultad se utiliza el denominado servopilotaje que consiste en actuar sobre una pequeña válvula auxiliar, que abierta deja paso al aire para que actúe sobre la válvula principal. Es decir el servopilotaje es simplemente un multiplicador de esfuerzos.

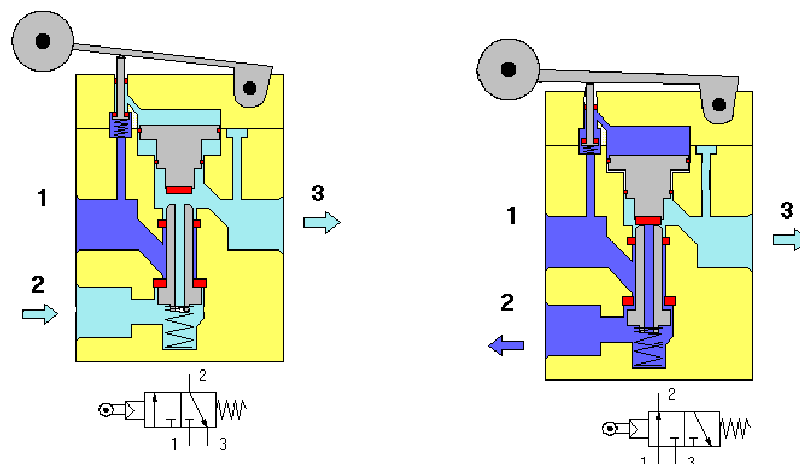


Figura 4-8. Válvula distribuidora 3/2 cerrada en posición de reposo.

Funcionamiento:

La válvula con servopilotaje (Figura 4-8) posee en su interior un pequeño conducto con una válvula auxiliar que conecta presión (1) con la cámara del émbolo que acciona la válvula. Cuando se acciona el rodillo, se abre la válvula auxiliar de servopilotaje, el aire comprimido circula hacia la cámara superior del émbolo que al desplazarlo modifica la posición de la válvula principal 3/2.

La inversión se realiza en dos fases para evitar el solape (Figura 4-9). En primer lugar se cierra el conducto de A(2) hacia R(3), y luego se abre el P(1) hacia A(2). La válvula se reposiciona por muelle al soltar el rodillo. Se cierra el paso de la tubería de presión hacia la cámara del émbolo y se purga de aire. El muelle hace regresar el émbolo de mando de la válvula principal a su posición inicial.

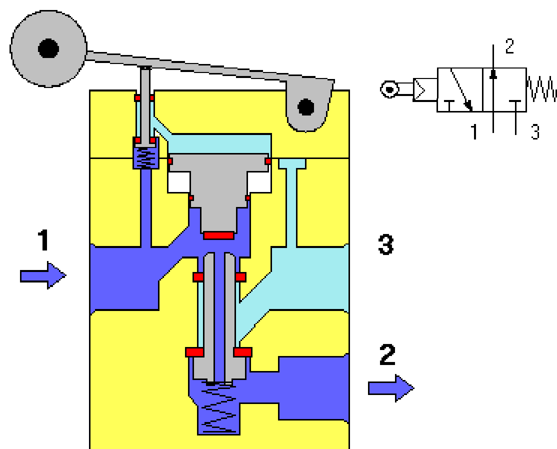


Figura 4-9. Válvula 3/2 inicialmente abierta accionada por rodillo

Este tipo de válvula puede emplearse opcionalmente como válvula normalmente abierta o normalmente cerrada. Para ello sólo hay que permutar los empalmes P y R e invertir el cabezal de accionamiento 180º (Figura 4-9).

4.2.5 Válvulas de corredera

En estas válvulas, las conexiones externas se relacionan unas con otras o se cierran por medio de una corredera longitudinal o giratoria, que se desplaza o gira dentro de un cuerpo de válvula (figura 4-10).

VÁLVULA DE CORREDERA LONGITUDINAL

El elemento de mando de esta válvula es un émbolo que realiza un desplazamiento longitudinal, uniendo o separando al mismo tiempo los correspondientes conductos (Figura 4-10). La corredera está formada por cilindros y discos coaxiales de diferente diámetro dispuestos consecutivamente. La fuerza de accionamiento requerida es reducida, porque no hay que vencer una resistencia de presión de aire o de muelle, como en el caso de las válvulas de asiento. Las válvulas de corredera longitudinal pueden accionarse manualmente o mediante medios mecánicos,

eléctricos o neumáticos. Estos tipos de accionamiento también pueden emplearse para reposicionar la válvula a su posición inicial. La carrera es mayor que en las válvulas de asiento.

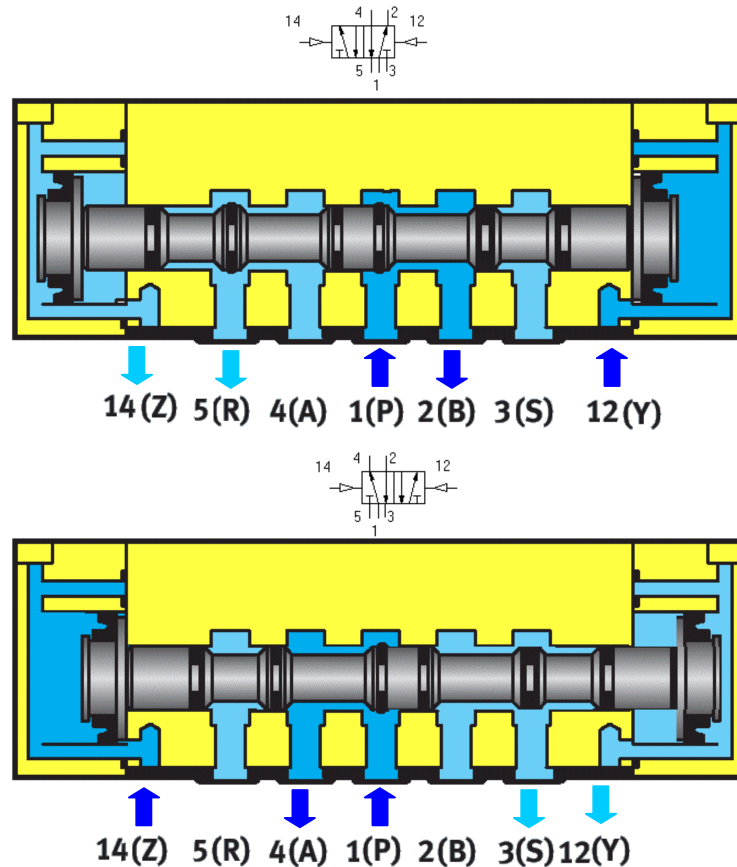


Figura 4-10. Válvula de corredera 5/2

En este tipo de válvulas la estanquidad es más imperfecta que en las válvulas de asiento. La solución del problema mediante un ajuste mecánico entre corredera y el cuerpo de la válvula redundaría en grandes costos, casi prohibitivos, ya que para reducir las fugas al mínimo, en neumática, el juego entre la corredera y el cilindro no debe sobrepasar de 2 a 4 μm. Para que los costos de fabricación no sean excesivos, se utilizan juntas tóricas en el cuerpo o en la corredera. Al objeto de evitar que los elementos estanquizantes se dañen, los orificios de empalme pueden repartirse en la superficie del cilindro.

VÁLVULA DE 5/3 VÍAS

Esta válvula tiene cinco conexiones: presión, dos con trabajo y dos con la atmósfera, y puede adoptar tres posiciones. Las conexiones 14 ó 12 accionan la válvula mediante aire comprimido. En la parte superior de la Figura 4-11 se muestra en su posición estable intermedia. La válvula se centra por efecto de los muelles, cuando no se produce ninguno de los pilotajes. En este caso las 5 vías se encuentran cerradas. Seguidamente se muestra la válvula de 5/3 vías después de haber aplicado una señal de pilotaje en 14. El aire fluye de 1 a 4. La conexión 2 se descarga por la 3, mientras que la 5 queda libre. En último lugar aparece la misma válvula después de haber aplicado la señal de pilotaje en 12, 1 se une con 2, 4 con 5 y 3 queda libre.

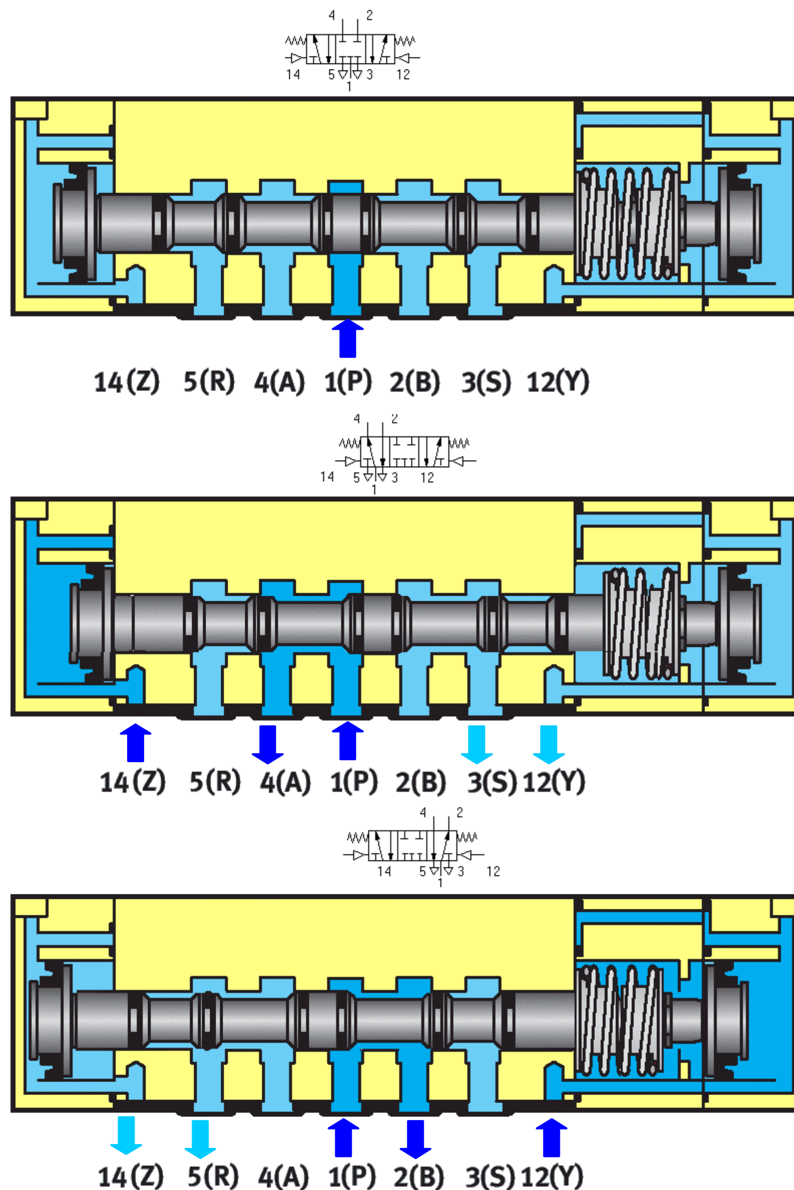


Figura 4-11. Válvula de corredera 5/3

4.2.6. Válvula de disco plano giratorio

Estas válvulas son generalmente de accionamiento manual o por pedal, otros tipos de accionamiento son difíciles de incorporar a ellas. Constan de dos discos superpuestos, el superior, que es el que se hace girar, dispone de dos conductos de forma curvada; en el inferior se encuentran las conexiones con los conductos y permanece inmóvil. En los tres pequeños esquemas situados a la izquierda de la figura 4-12 se han dibujado las conexiones en los laterales para que puedan observarse con mayor facilidad.

En la posición intermedia todos los conductos están cerrados, permitiendo, en principio inmovilizar un cilindro en cualquier posición; sin embargo, debido a la compresibilidad del aire, no se puede realizar con precisión

Girando la palanca la válvula pasará a las otras posiciones poniendo en contacto las vías de una manera determinada. Los conductos del disco giratorio pueden estar situados en forma diferente de tal manera que la válvula puede cumplir diferentes misiones.

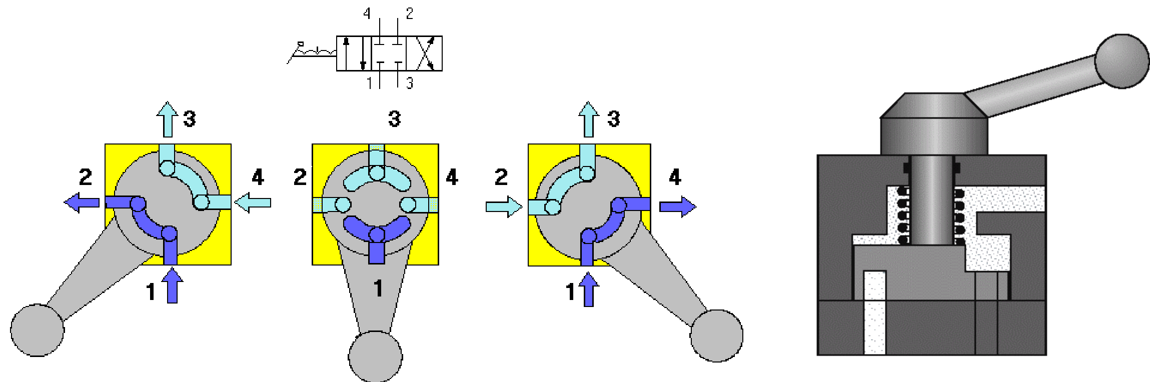


Figura 4-12. Distribuidor de disco plano giratorio

4.2.7 Caudal circulante por las válvulas

El caudal que fluye por una válvula está relacionado, obviamente, con la pérdida de carga producida por la misma; ambas variables son muy importantes en el momento de su selección. En este caso la pérdida de carga es igual a la caída de presión, pues obviamente la cota a la entrada y salida es prácticamente la misma y las velocidades también son iguales. Aunque las cotas no fuesen iguales, la perdida de carga sería igual a la caída de presión, puesto que la energía de posición del aire es prácticamente nula.

Para la elección de las válvulas deben conocerse:

- Volumen del cilindro y velocidad deseable de su vástago
- Cantidad de conmutaciones exigidas
- Pérdida de presión admisible

En el cálculo de las variables de una válvula han de tenerse en cuenta los siguientes factores:

p_1 = presión en la entrada de la válvula

p_2 = presión en la salida de la válvula

Δp = presión diferencial (p_1 - p_2) o pérdida de carga.

T_1 = Temperatura

Q_n = Caudal nominal

Se denomina caudal nominal a aquél que circula por la válvula cuando la perdida de carga es de un bar y la presión a la entrada es de 6 bar, siendo la temperatura del aire de 293 °K (20 °C).

Los catálogos comerciales facilitan esta variable obtenida mediante un ensayo en laboratorio según el esquema de la Figura 4-13.

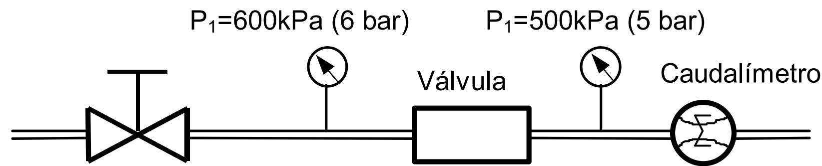


Figura 4-13. Medición del caudal nominal

4.3 Válvulas de bloqueo

Son válvulas destinadas a impedir, condicionar o dificultar el paso del flujo en uno u otro sentido.

4.3.1 Válvula antirretorno

Las válvulas antirretorno impiden el paso absolutamente en un sentido, mientras que en el sentido contrario el aire circula con una perdida de presión mínima. La obturación en un sentido puede obtenerse mediante un cono, una bola, un disco o una membrana que apoya sobre un asiento.

Símbolos:

Válvula antirretorno, cierra por el efecto de la presión sobre la parte a bloquear.	
Válvula antirretorno, cierra por el efecto de un muelle además de por el efecto de la presión (Figura 4-14). El muelle también juega el papel de guía	

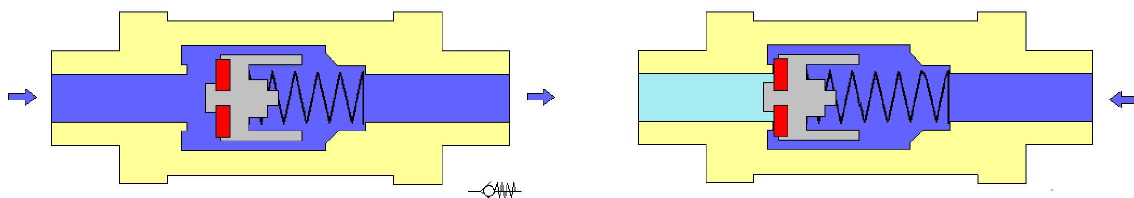


Figura 4-14. Válvula antirretorno

4.3.2 Válvula selectora de circuito (Válvula “o”; función lógica “OR”)

Se trata de una válvula que permite el paso del aire cuando éste procede de uno u otro conducto. Esta válvula tiene dos entradas X e Y, y una salida A (Figura 4-15). Cuando el aire comprimido entra por la entrada X, la bola obtura la entrada Y, y el aire circula de X hacia A. También cuando el aire llega por Y se obtura la conexión X y pasa de Y hacia A. Por otra parte cuando el aire regresa, es decir procede de A, cuando se elimina el aire de un cilindro o una válvula, la bola permanece en la posición en que se encontraba permitiendo su paso hacia X o Y.

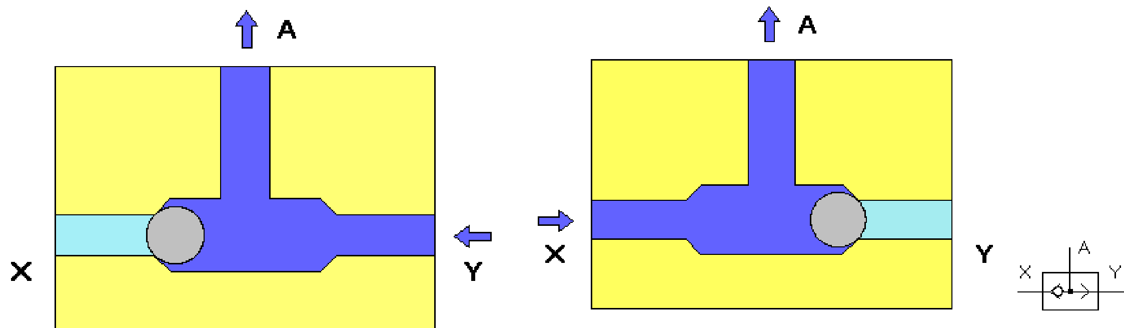


Figura 4-15. Válvula selector de circuito "O"

Esta válvula se denomina también “elemento O (OR)”; aísla las señales emitidas por dos válvulas de señalización desde diversos lugares e impide que el aire escape por una segunda válvula de señalización. Se utiliza también cuando se desea mandar un cilindro o una válvula de gobierno desde dos o más puntos.

Ejemplos:

El vástago de un cilindro de simple efecto debe salir al accionar uno de los mandos situados en dos lugares diferentes de la máquina (Figura 4-16).

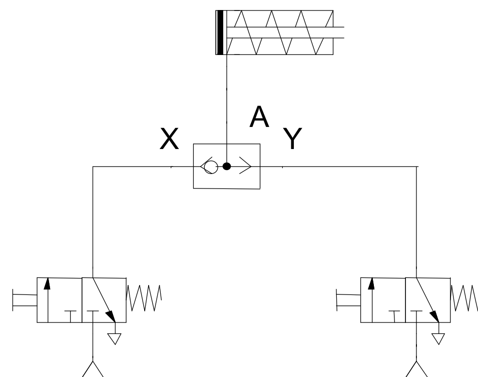


Figura 4-16. Esquema de un circuito con válvula selectora de circuito para el mando de un cilindro de simple efecto.

O bien cuando se desea que el vástago de un cilindro de doble efecto salga cuando se accione una de las dos válvulas de señal que piloten la válvula de mando 1V1 (Figura 4-17). Este sistema se dice que posee un mando indirecto mientras que en el anterior el mando es directo.

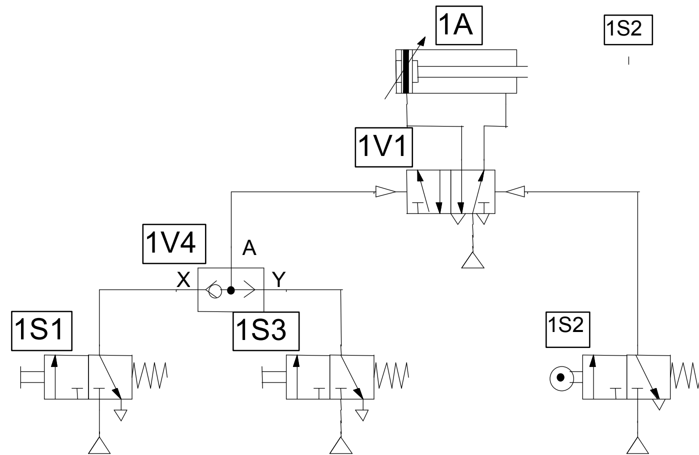


Figura 4-17. Esquema de un circuito con válvula selectora de circuito para el mando de un cilindro de doble efecto

4.3.3 Válvula de simultaneidad (Válvula “Y”; función lógica “and”)

Esta válvula tan solo se abre cuando recibe señales simultáneas de dos lugares diferentes. Esta válvula tiene dos entradas X e Y, y una salida A (Figura 4-18). El aire comprimido puede pasar únicamente cuando hay presión en ambas entradas. Una única señal de entrada en X ó Y interrumpe el flujo, en razón del desequilibrio de fuerzas que actúan sobre la pieza móvil. Cuando las señales están desplazadas cronológicamente, la última es la que llega a la salida A. Si las señales de entrada son de una presión distinta, la mayor cierra la válvula y la menor se dirige hacia la salida A.

Esta válvula se denomina también módulo “Y” o función lógica “and”. Se utiliza principalmente en mandos de enclavamiento, funciones de control y operaciones lógicas.

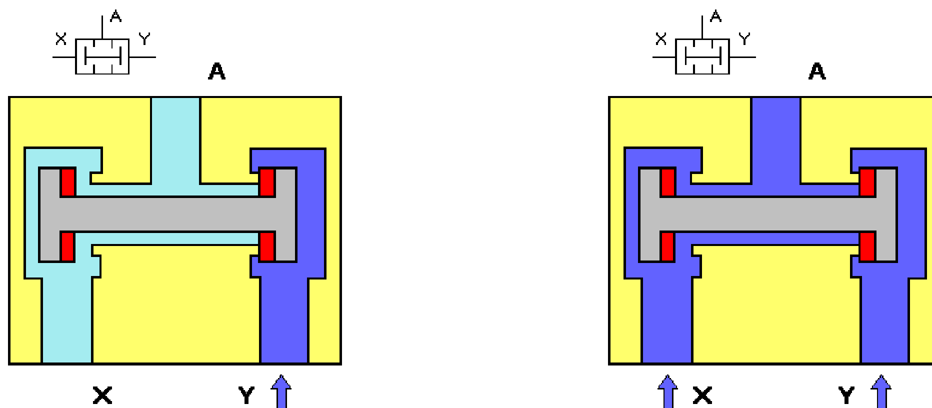


Figura 4-18. Válvula de simultaneidad

Se emplea si se desea que un cilindro sea maniobrado cuando se reciban señales de aire comprimido simultáneas desde dos puntos diferentes. Es el caso en que interesa por cuestiones de seguridad que el operario tenga ocupadas sus dos manos al accionar un elemento que pudiera dañarlas, o bien cuando se requiere que sucedan dos hechos simultáneamente. Al accionar las válvulas 1S1 y 1S2 se emiten señales X e Y hacia la válvula de simultaneidad 1V1 y ésta deja pasar aire hacia el cilindro. Si solo se accionara una válvula, la 1S1 o la 1S2, la válvula de

simultaneidad 1V1 no permitiría que pasara a su través aire comprimido y por tanto el vástago del cilindro no se desplazaría. Una resultado análogo se obtiene colocando las dos válvulas 1S1 y 1S2 en serie.

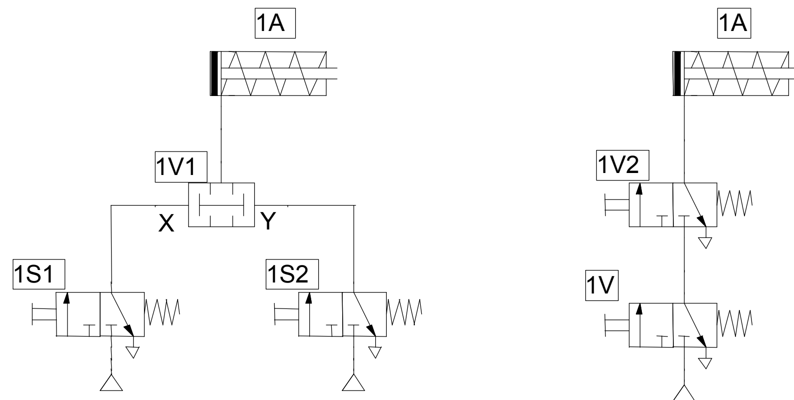


Figura 4-19. Esquema con válvula de simultaneidad

Existen unas válvulas similares a las descritas que exigen que las señales X e Y se reciban simultáneamente para dejar pasar el aire. Se utilizan en casos en que se requiera determinada seguridad, por ejemplo cuando se desee que inexorablemente el operario tenga las dos manos al mismo tiempo lejos de un punto de riesgo.

4.4 Válvulas de presión

Estas válvulas influyen principalmente sobre la presión, o están condicionadas por el valor que tome aquélla. Entre ellas destacan las siguientes:

- Válvulas reguladoras de presión
- Válvulas limitadoras de presión
- Válvulas de secuencia.

4.4.1 Válvulas de regulación de presión

Tiene la misión de mantener constante la presión en su salida independientemente de la presión que exista a la entrada. Tienen como finalidad fundamental obtener una presión invariable en los elementos de trabajo independientemente de las fluctuaciones de la presión que normalmente se producen en la red de distribución. La presión de entrada mínima debe ser siempre, obviamente, superior a la exigida a la salida.

Existen dos tipos, una con orificio de escape a la atmósfera y otra sin él, con las características que a continuación se explican.

REGULADOR DE PRESIÓN CON ORIFICIO DE ESCAPE

Esta válvula consta de una membrana con un orificio en su parte central presionada por un muelle cuya fuerza puede graduarse desde el exterior; además dispone de un estrechamiento en

su parte superior que se modifica al ser desplazado un vástago por la membrana, siendo a su vez retenido por un muelle (Figura 4-20).

La regulación de la presión se consigue de la manera siguiente. Si la presión de salida es superior a la definida actúa sobre la membrana oprimiendo el muelle y dejando paso el aire hacia el exterior a través del orificio de escape. Cuando se alcanza la presión de consigna la membrana regresa a su posición normal cerrando el escape. El estrechamiento de la parte superior tiene como finalidad producir la pérdida de carga necesaria entre la entrada y la salida. El muelle que dispone esta válvula auxiliar tiene por objeto atenuar las oscilaciones excesivas.

REGULADOR DE PRESIÓN SIN ORIFICIO DE ESCAPE

La válvula sin orificio de escape es esencialmente igual a la anterior con la diferencia de que al no disponer de orificio de escape a la atmósfera cuando se produce una sobrepresión es necesario que se consuma el aire para reducir la presión al valor de consigna. (figura 4-21)

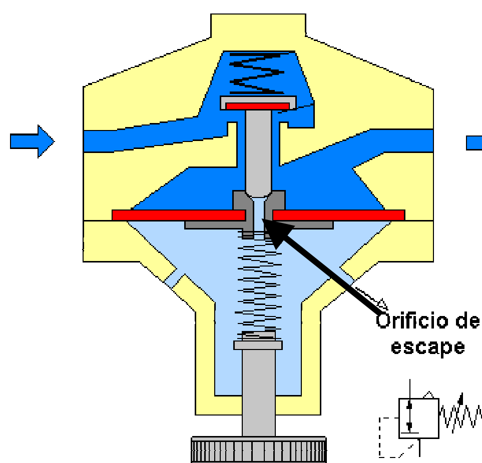


Figura 4-20. Regulador de presión con orificio de escape

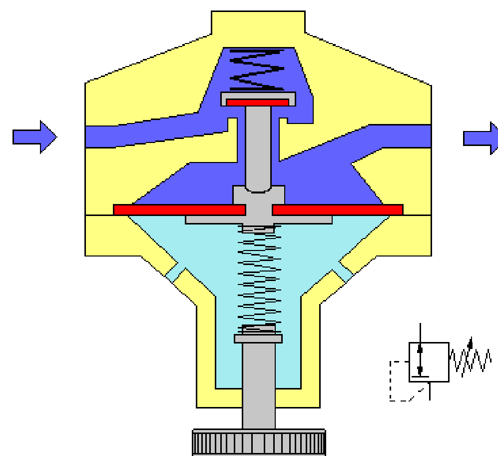


Figura 4-21. Regulador de presión sin orificio de escape

4.4.2 Válvula limitadora de presión

Estas válvulas se abren y dejan pasar el aire en el momento en que se alcanza una presión de consigna. Se disponen en paralelo y se utilizan, sobre todo, como válvulas de seguridad, no admiten que la presión en el sistema sobrepase un valor máximo admisible. Al alcanzar en la entrada de la válvula el aire una determinada presión, se abre la salida y el aire sale a la atmósfera. La válvula permanece abierta hasta que el muelle, una vez alcanzada la presión ajustada, cierra de nuevo el paso. Algunas válvulas disponen de un enclavamiento que requiere una actuación exterior para proceder de nuevo a su cierre.

4.4.3 Válvula de secuencia

Su funcionamiento es muy similar al de la válvula limitadora de presión, la diferencia estriba que en vez de salir el aire a la atmósfera al alcanzarse la presión de consigna, deja pasar el aire para realizar un determinado cometido.

El aire no circula de P(1) hacia la salida A(2), mientras que en el conducto de mando Z no se alcanza una presión de consigna. Un émbolo de mando abre el paso de P hacia A (Figura 4-22).

Estas válvulas se montan en mandos neumáticos que actúan cuando se precisa una presión fija para un fenómeno de conmutación

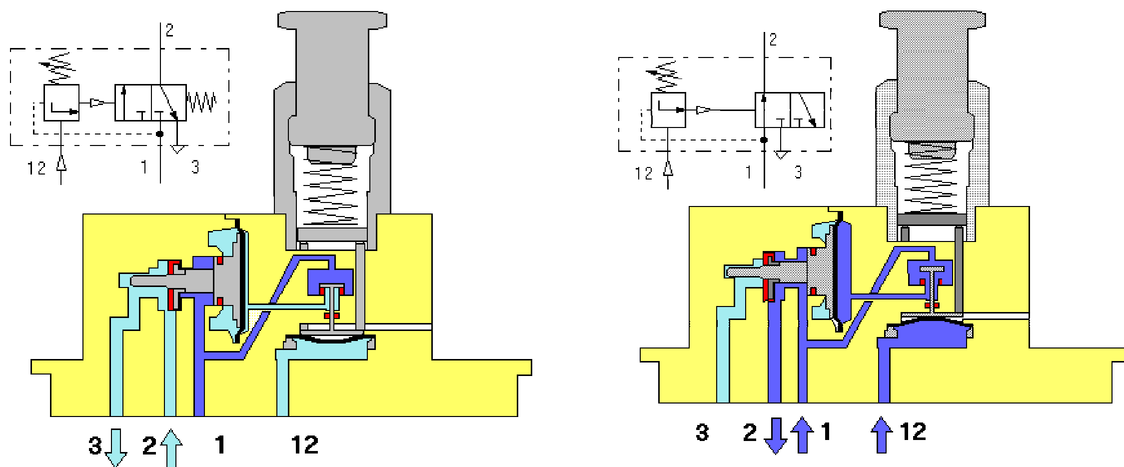


Figura 4-22. Válvula de secuencia

Ejemplo:

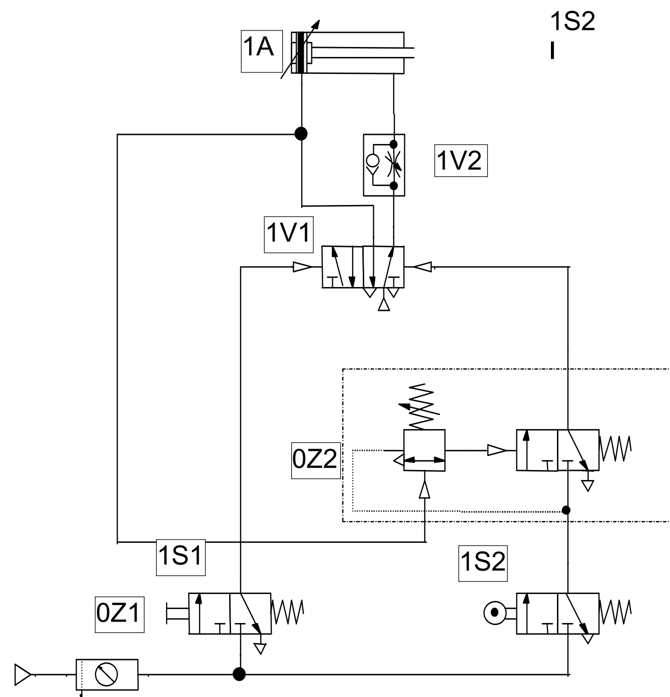


Figura 4-23. Circuito de ejemplo de aplicación de la válvula de secuencia.

Cuando el operario pulsa 1S1, se pilota el lado izquierdo de 1V1 y el aire pasa a la cámara izquierda de 1A saliendo su vástago. Cuando el aire llega a su fin de carrera se incrementa la presión en el conducto hasta que alcanza un valor con el que se abre la válvula de secuencia 0Z2, que deja pasar el aire, se pilota el lado derecho de 1V1, penetra aire en la cámara derecha de 1A y el vástago penetra.

4.5 Válvulas de caudal y de cierre

Estas válvulas tienen como finalidad regular el caudal que las atraviesan y con ello controlar la velocidad de los vástagos de los cilindros. Lo anterior se consigue estrangulando la sección de paso, de manera similar a una simple estrangulación descrita más arriba (4.4.1).

Estas válvulas lo que producen es una pérdida de carga y ésta conduce a reducir el caudal. Es frecuente que la sección de paso pueda ser modificada desde el exterior (figura 4-24).

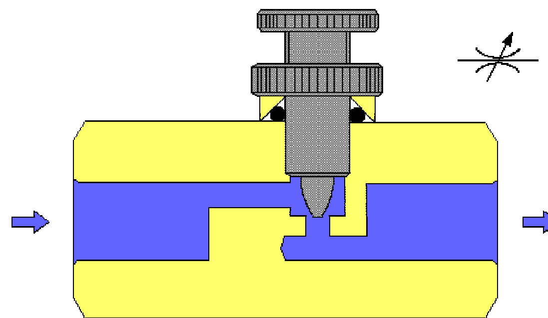


Figura 4-24. Válvula reguladora de caudal bidireccional.

Las válvulas de cierre tiene como finalidad abrir y cerrar un circuito, sin posiciones intermedias.

4.5.1 Válvula reguladora de caudal

Se trata de un bloque que contiene una válvula de estrangulación en paralelo con una válvula antirretorno. La estrangulación, normalmente regulable desde el exterior, sirve para variar el caudal que lo atraviesa y , por lo tanto, para regular la velocidad de desplazamiento del vástago de un cilindro. También se conoce por el nombre de regulador de velocidad o regulador unidireccional.

La válvula antirretorno cierra el paso del aire en un sentido y el aire ha de circular forzosamente por la sección estrangulada. En el sentido contrario, el aire circula libremente a través de la válvula antirretorno abierta (figura 4-25). Las válvulas antirretorno y de estrangulación deben montarse lo más cerca posible de los cilindros.

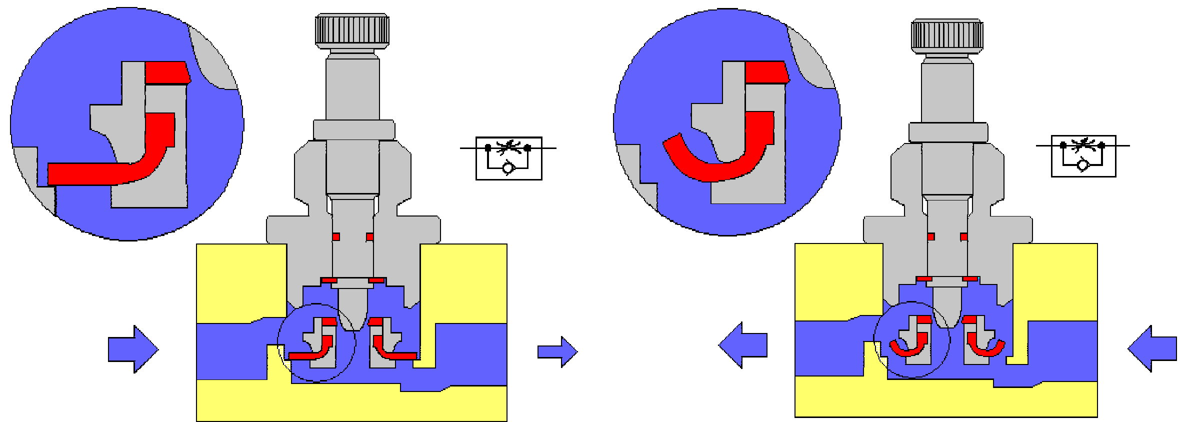


Figura 4-25. Regulador de caudal unidireccional

Se utilizan para aminorar y regular la velocidad del vástago de un cilindro, de simple o doble efecto. Según como se disponga la válvula antirretorno se consigue regular la velocidad del vástago en uno u otro sentido. En la Figura 4-26 se muestran esquemas correspondientes a la regulación de un cilindro de simple efecto donde se controla la velocidad del vástago en su salida y entrada respectivamente.



Figura 4-26. Regulación de la velocidad del vástago en su salida o entrada

Si se desea ajustar y aminorar la velocidad del vástago de un cilindro de simple efecto cuando se desplace en los dos sentidos se han de instalar dos válvulas restrictoras con antirretorno colocadas en sentido inverso (Figura 4-27).

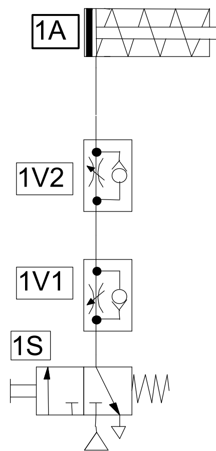


Figura 4-27. Regulación de la velocidad del vástago en su entrada y salida

Para regular y aminorar la velocidad del vástago de un cilindro de doble efecto en su salida o entrada se dispone la válvula unidireccional con estrangulamiento en la alimentación y/o en el escape. Se ubicará en un solo lugar si solo se desea regular la velocidad en un único sentido y se instalará en los dos cuando se desee un regulación doble.

Por otra parte la disposición de la válvula antirretorno con estrangulación puede hacerse de manera variable, dificultando la entrada o la salida del aire del cilindro respectivamente. Si se estrangula el escape se produce una sacudida en el arranque pero se regula bien el desplazamiento (figura 4-28), mientras que, si al contrario, se estrangula la entrada de aire al cilindro el arranque es más suave pero más imprecisa la marcha (figura 4-28). El primer caso se utiliza cuando el esfuerzo a realizar por el vástago es de tracción y el segundo cuando es de compresión.

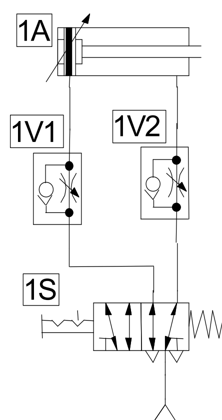


Figura 4-28. Regulación de un cilindro de doble efecto

Si el vástago al penetrar ha de tirar de una carga, es decir ha de trabajar a tracción, conviene que el aire entre sin dificultad en el cilindro y se dificulte su salida. Si el vástago en su salida es tensado por una carga exterior, este tenderá a salir, y si se regula el aire a la entrada del

cilindro en lugar de a su escape, el vástago avanzará a golpes. Si por contra se regula el aire de salida a escape este mismo producirá una amortiguación de la caída de la carga. En este caso el aire de alimentación entra libremente en el cilindro mientras que se estrangula el aire de escape (Figura 4-28). El émbolo se halla entre dos cojines de aire. Esta disposición mejora considerablemente la regularidad en el avance. Por esta razón es el método más adecuado para cilindros de doble efecto.

En el caso de cilindros de sección reducida y de carrera corta, la presión en el lado de escape no puede formarse con la suficiente rapidez, por lo que en algunos casos habrá que emplear la limitación del caudal de alimentación junto con la del caudal de escape.

4.5.2 Válvula de escape rápido

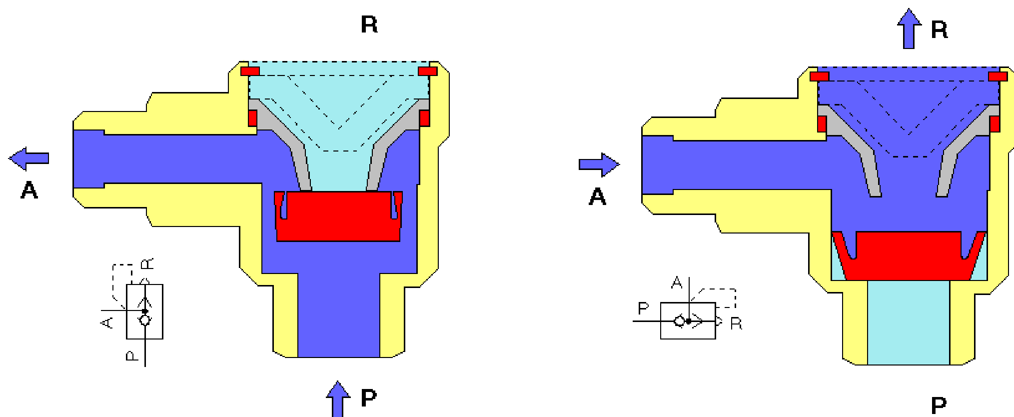


Figura 4-29. Válvula de escape rápido

Se trata de un válvula que evacua el aire de manera rápida hacia la atmósfera. Esta válvula permite elevar la velocidad de los émbolos de los cilindros. Con ella se ahorran largos tiempos de retorno, especialmente si se trata de cilindros de simple efecto.

La válvula tiene una conexión de alimentación P y otra de escape R, que pueden cerrarse (Figura 4-29). Cuando el aire procede de la alimentación se cierra R y pasa hacia A. Si el aire procede de A se cierra P y el aire se dirige directamente a R. Se recomienda montar esta válvula directamente sobre el cilindro o lo más cerca posible de éste con el fin de mejorar su efecto.

La velocidad de retorno del vástago de un cilindro de simple efecto o la de un cilindro de doble efecto en cualquiera de sus dos sentidos puede ser incrementada por medio de una válvula de escape rápido. Al volver la válvula 1S a su posición de dibujo el aire escapa muy rápidamente de la cámara delantera del cilindro, en vez de hacerlo más lentamente a través de la tubería y la válvula 1S (figura 4-30).

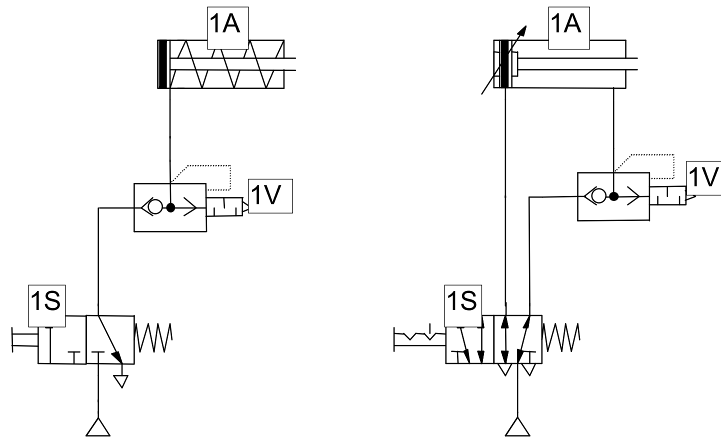


Figura 4-30. Esquema de circuitos con válvulas de escape rápido

4.5.3 La válvula de arranque progresivo

Se trata de una válvula de uso muy extendido recientemente. Se coloca a continuación de la unidad de mantenimiento y su misión es evitar movimientos incontrolados de los actuadores en la puesta en marcha de la instalación.

Después de todo paro de una instalación neumática que haya implicado su purga, es decir que la instalación esté sin aire a presión en ninguna de las cámaras de los elementos de trabajo, si el arranque se realiza sin tomar precauciones se pueden producir movimientos bruscos de los actuadores y choques destructivos. Las válvulas de arranque progresivo garantizan un aumento gradual de la presión en la instalación actuando sobre la velocidad de llenado. Así cada uno de los elementos de trabajo retorna a su posición de partida de una forma lenta y controlada (figuras 4-31, 4-32 y 4-33).

La válvula en sí es una válvula 2/2 que en una de las posiciones el paso es regulado y en la otra está totalmente abierta. Además se pilota neumáticamente desde la toma de trabajo tal y como se ve en su símbolo (figura 4-31).

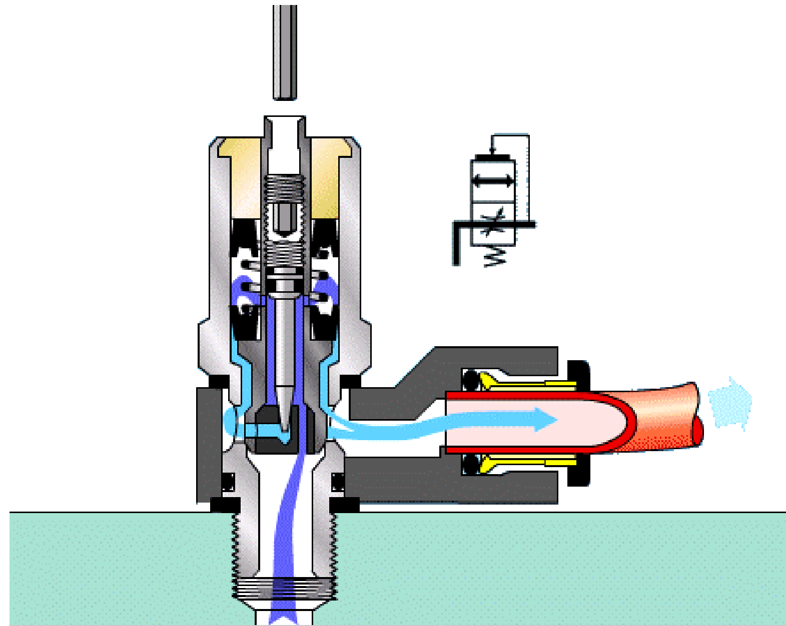


Figura 4-31. Válvula de arranque progresivo

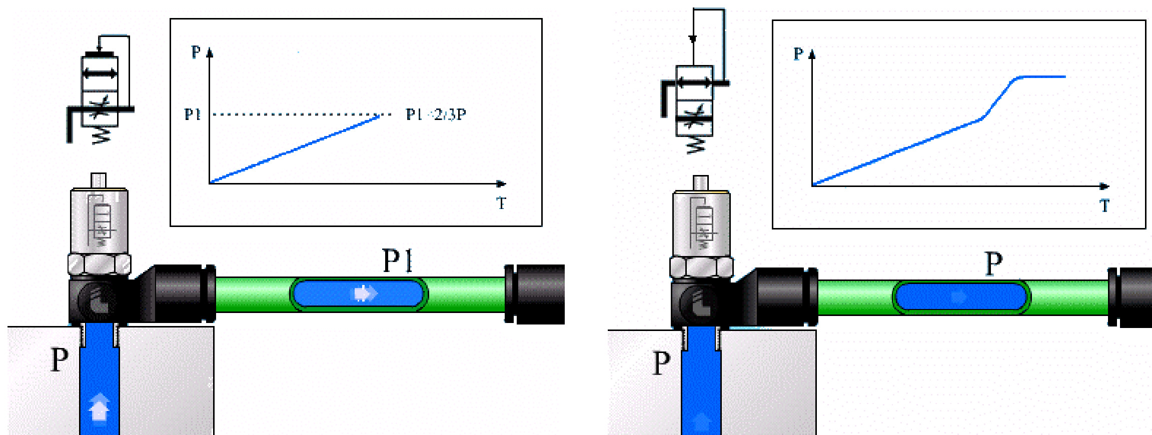


Figura 4-32. La presión p_1 aumenta progresivamente (suponiendo consumo nulo).

Figura 4-33. Cuando p_1 = 2/3 p entonces el aumento es brusco.

Cuando la presión de utilización llega a 2/3 de la alimentación, el paso total queda restablecido y el aumento de presión a consumo nulo es brusco. Que esa presión se alcance antes o después dependerá del ajuste del restrictor de caudal mediante el giro del tornillo tal y como se ve en la figura 4-31.

4.6 Válvulas combinadas

Además de las válvulas descritas existe un buen número de conjunto de válvulas que se fabrican formando un solo bloque, con misiones específicas, normalmente muy repetidas en los circuitos neumáticos. A continuación se explican algunas de las más destacadas.

4.6.1 Temporizador

Tienen como finalidad la apertura de una válvula después de transcurrido un lapso de tiempo a partir de su activación. Existen temporizadores con la válvula normalmente cerrada y normalmente abierta (Figura 4-34).

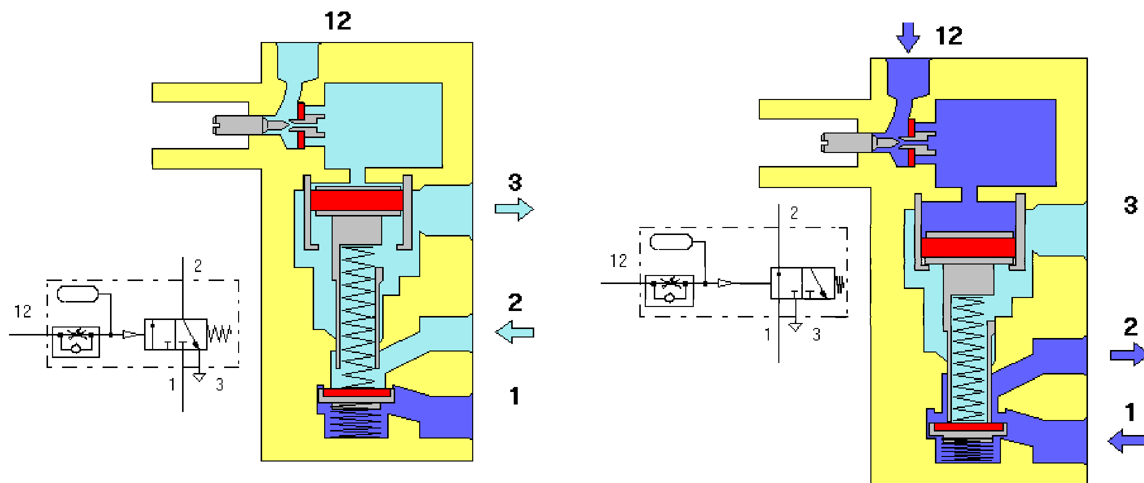


Figura 4-34. Temporizador

Funcionamiento

El aire comprimido entra en la válvula por el empalme P(1) (Figura 4-34, izquierda). El aire del circuito de mando penetra en la válvula por el empalme Z (12) pasando a través de una válvula antirretorno con estrangulación regulable; según el ajuste del tornillo de éste, pasa un caudal mayor o menor de aire al depósito de aire incorporado. De esta manera se va incrementando la presión en el depósito hasta alcanzar el valor suficiente para vencer la fuerza del resorte que mantiene cerrada la válvula 3/2. En ese momento el disco se levanta de su asiento y el aire puede pasar de P(1) hacia A(2). El tiempo en que se alcanza la presión de consigna en el depósito corresponde al retardo de mando de la válvula.

Para que el temporizador recupere su posición inicial, hay que poner a escape el conducto de mando Z(12). El aire del depósito sale rápidamente a través del sentido favorable de la válvula antirretorno a la atmósfera. Los muelles de la válvula vuelven el émbolo de mando y el disco de la válvula a su posición inicial. El conducto de trabajo A(2) se pone en escape hacia R(3) y P(1) se cierra.

Para que el temporizador tarde un determinado tiempo en cerrar el paso del aire después de su activación basta con sustituir la válvula 3/2 normalmente abierta por otra normalmente cerrada.

Los esquemas de los circuitos neumáticos que se muestran a continuación (Figura 4-35 y 4-36) dan una idea suficiente de la utilización de los temporizadores. Se trata de dos soluciones para cumplir el mismo objetivo, que el vástago del cilindro no penetre después de haber salido

hasta que haya transcurrido un determinado lapso de tiempo. Ambas emplean el temporizador descrito 0Z2.

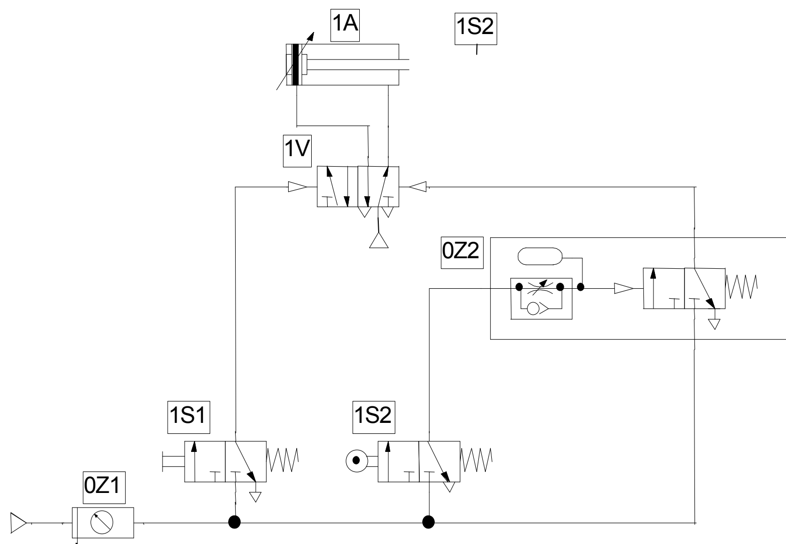


Figura 4-35. Temporización del vástago en su posición final de carrera posterior.

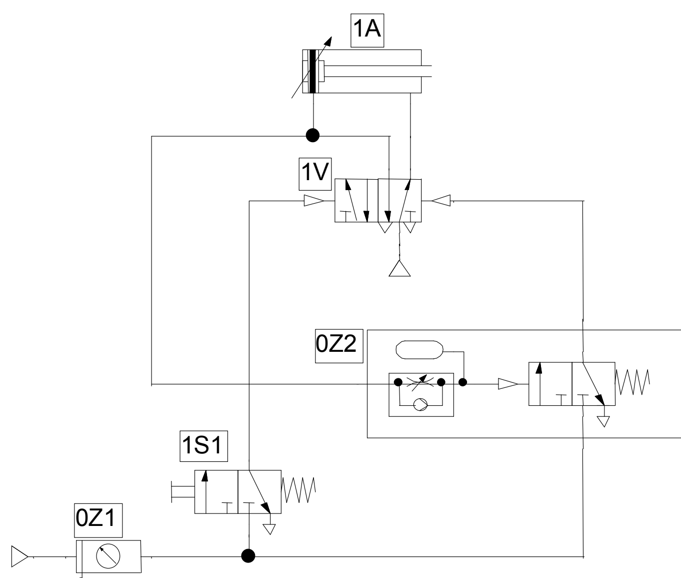


Figura 4-36. Temporización del vástago en su posición final de carrera posterior.

4.6.2 Tobera de aspiración por depresión ó generador de vacío

Esta tobera se emplea junto con una ventosa como elemento de transporte y manipulación mediante depresión. Con ella se pueden transportar las más diversas piezas incluso bastante pesadas. Su funcionamiento se basa en el principio de Venturi, es decir haciendo atravesar el aire por una sección reducida, con lo cual al aumentar la velocidad se consigue disminuir la presión por debajo de la presión atmosférica.

La presión de alimentación se aplica a la entrada P, al pasar el aire por el estrechamiento la velocidad del aire hacia R aumenta y en el empalme A, o sea, en la ventosa, se produce una depresión (figuras 4-37 y 4-38). Con este efecto se adhieren piezas a la ventosa y pueden

transportarse. La superficie debe estar muy limpia y ser lisa al objeto de alcanzar un buen efecto de succión.

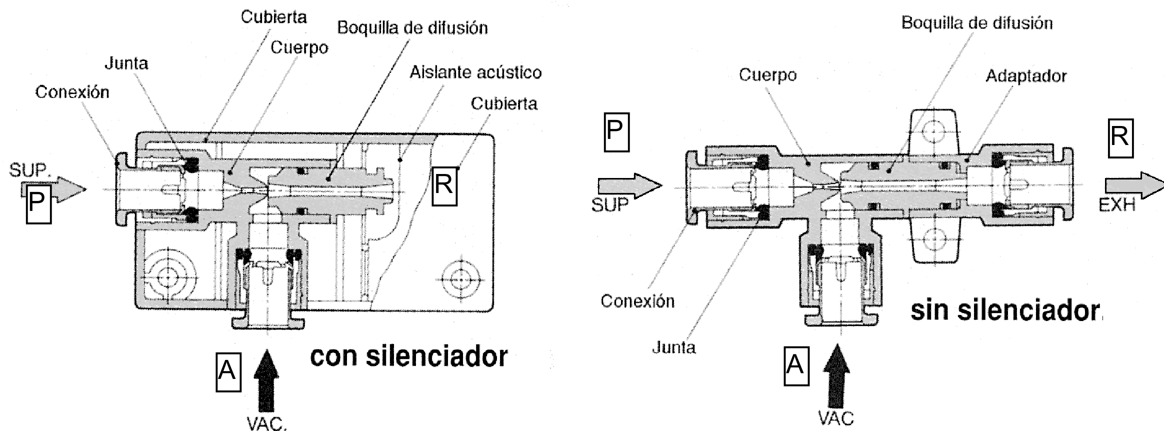


Figura 4-37. Generador de vacío

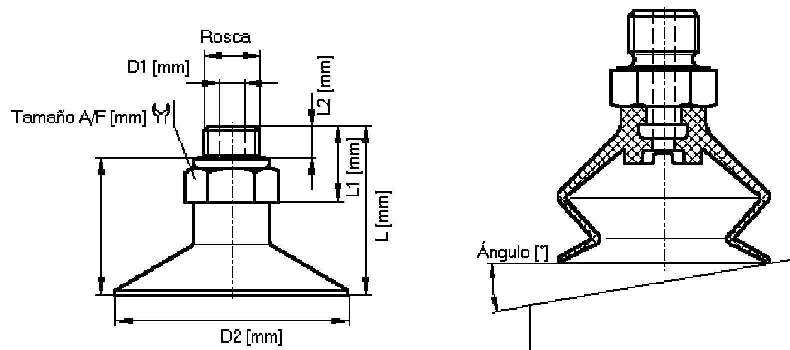


Figura 4-38. Ventosas

En el momento en que se suprime la presión de alimentación desaparece el efecto de succión y se elimina la fuerza de atracción con lo que la pieza transportada cae por su propio peso. Existen unos bloques en el que a la pieza anteriormente descrita se le incorpora una válvula de escape rápido y un pequeño depósito. Este aditamento facilita el despegue de la pieza en el momento de eliminar la alimentación de aire pues el aire que sale del depósito empuja la pieza transportada.

La fuerza de succión depende del tamaño de la ventosa y del vacío generado. A su vez la depresión o vacío generado depende de la presión de alimentación.

Como desventajas de este método de manipulación hay que decir que tienen un consumo apreciable, ya que siempre está escapando aire y se produce un nivel de ruido elevado. Como ventajas hay que decir que los elementos neumáticos (ventosas y generadores de vacío) son sencillos y por lo tanto baratos.

4.7 Sensores de proximidad neumáticos

Con los sensores de proximidad neumáticos, puede detectarse la presencia o ausencia de un objeto por medio de chorros de aire que los detectan sin contacto.

Cuando se presenta un objeto, se produce un cambio en la presión de la señal, que puede ser procesado posteriormente.

Las ventajas de estos sensores de proximidad son:

- Funcionamiento seguro en ambientes con suciedad
- Funcionamiento seguro en ambientes de elevada temperatura
- Pueden utilizarse en ambientes con riesgo de explosión
- Insensibles a influencias magnéticas y ondas sónicas
- Fiables incluso en ambientes con brillo intenso y para detección de objetos transparentes a la luz, donde los sensores de proximidad ópticos podrían no ser adecuados.

Los sensores de proximidad neumáticos pueden dividirse en sensores por obturación de fuga, sensores de reflexión y barreras de aire. Las distancias detectables son del orden de 0 a 100 mm.

Todos los sensores neumáticos emiten un chorro de aire que sale a la atmósfera y se pierde, por lo que una exigencia común para la aplicación de sensores de proximidad es la de reducir notablemente la presión de aire de alimentación con el fin de reducir su consumo. Es esencial un suministro de aire exento de aceite.

Todos estos sensores tienen como objetivo la producción de una señal neumática y dado que es generalmente demasiado débil para una posterior evaluación, incluso por debajo de la centésima de bar, debe conectarse a continuación un amplificador de presión. Puede crearse un sensor de proximidad binario con salida de señal eléctrica con la ayuda de convertidores electroneumáticos (presostatos).

Cuando se sustituye un sensor de proximidad neumático por otro, generalmente es necesario ajustar el umbral de disparo del amplificador, debido a las diferencias resultantes de las tolerancias de fabricación.

La presión de alimentación puede variar, pero generalmente se halla en la zona de 0,1 a 8 bar. La señal de presión generada depende de la presión de alimentación y de la distancia entre la boquilla y el objeto.

4.7.1 Sensores de obturación de fuga (toberas de contrapresión)

La obstrucción de un chorro de aire que fluye por un taladro, por medio del objeto a detectar, produce una subida de la presión en la salida del sensor, hasta el nivel de la presión de alimentación (Figura 4-39).

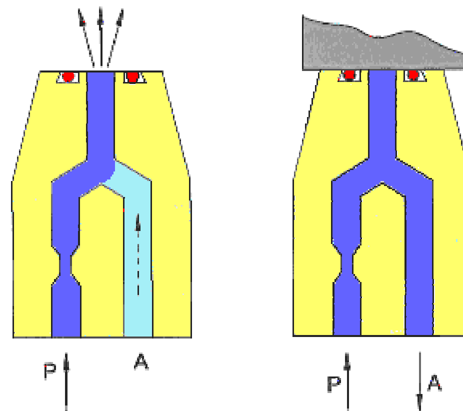


Figura 4-39. Sensor por obturación de fuga

4.7.2 Sensores de reflexión

El tipo de sensor de reflexión (reflex), consiste en una tobera anular por la que circula aire y una boquilla circular central receptora, coaxial con la anterior (Figura 4-40). Si se aproxima un objeto hacia el chorro de aire que escapa de la boquilla anular (emisor), se forma una sobrepresión en la boquilla central (receptor). La figura ofrece una vista esquemática del chorro de aire en las dos situaciones.

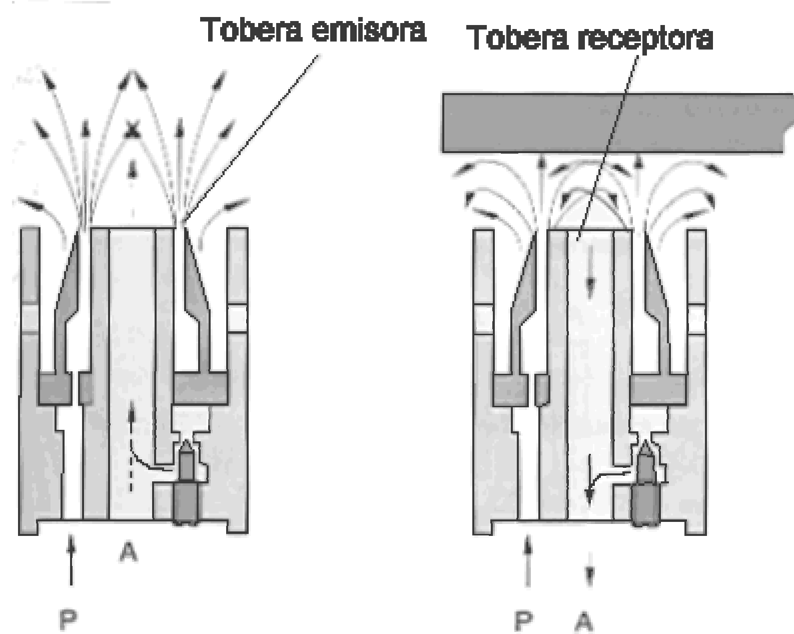


Figura 4-40. Detector de proximidad

El esquema adjunto (Figura 4-41) representa un circuito neumático donde puede apreciarse que cuando una pieza se aproxime al detector de proximidad 1S este mandará una señal de presión pequeña que se amplificará en 1Z hasta una presión suficiente para pilotar 1V que hará salir el vástago del cilindro 1A.

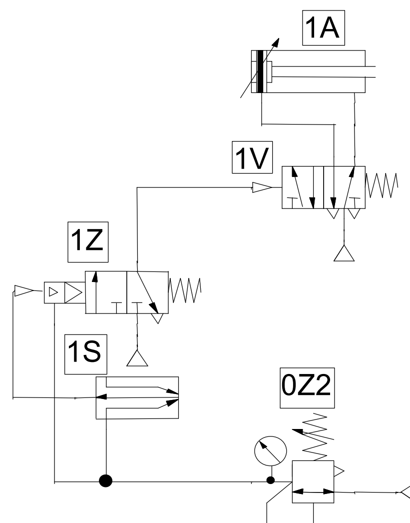


Figura 4-41. Esquema de ejemplo del uso de un detector de proximidad.

4.7.3 Barreras de aire

Otro sensor de proximidad consiste en dos boquillas emisoras enfrentadas, una de ellas con un taladro receptor (Figura 4-42). Al interponerse entre ambas un objeto, forma una barrera que hace que se modifique la señal de la boquilla receptora, que posteriormente se amplifica. Este tipo de barreras es sensible a las corrientes de aire externas, por lo que deben situarse al abrigo de ellas.

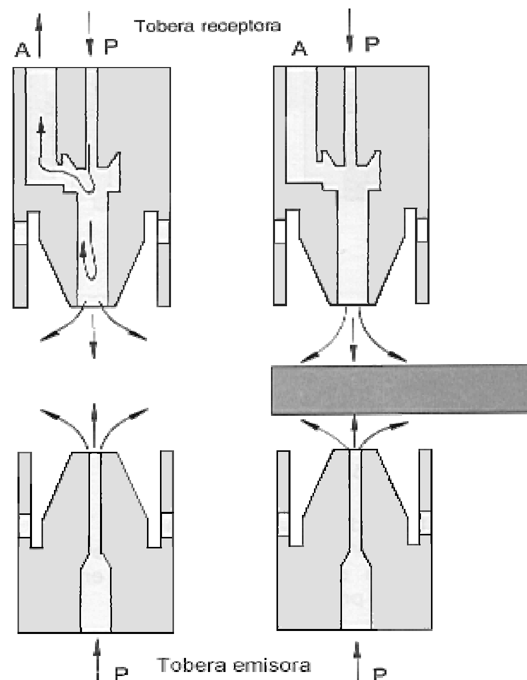


Figura 4-42. Barrera de aire

También existen barreras de aire con un solo emisor, pero al estar sometidas a la acumulación de suciedad en la boquilla receptora, puesto que el flujo de aire recoge partículas de

suciedad del ambiente circundante, puede producir funcionamientos defectuosos o un fallo total debido a la obstrucción de la tobera.

Existen muchas barreras que funcionan según el principio de desviación de chorro, en las cuales el aire escapa de ambos lados de la barrera. La función del receptor puede compararse a la de un sensor reflex. De esta forma, es posible reducir mucho el riesgo de contaminación del receptor.

Dado que el coste de un sensor de proximidad neumático completo (boquilla y amplificador de presión / interruptor de presión) es generalmente más elevado que el de un sensor estándar inductivo, capacitivo o incluso óptico, los sensores de proximidad neumáticos se usan preferentemente en aplicaciones especiales y en nuevos desarrollos, allí donde los otros sensores citados serían inoperantes, como es el caso de áreas con riesgo de explosión, zonas de soldadura donde se generan fuertes campos de interferencias de AC Y DC, ambientes húmedos y sucios o con temperaturas elevadas.

4.7.4 Amplificador de presión

Como hemos indicado anteriormente los sensores de proximidad neumáticos trabajan con presiones pequeñas. Por lo tanto, las señales que emiten deben amplificarse.

El amplificador de presión es una válvula distribuidora 3/2, dotada de una membrana de gran superficie en el émbolo de mando. Para mandos neumáticos que trabajan con baja presión y que tienen una presión de mando de 10 a 50 kPa (0,1 a 0,5 bar), se emplean amplificadores simples. Con presiones inferiores se precisa una doble amplificación.

En la posición de reposo, el paso de P hacia A está cerrado (Figura 4-43). A está a escape hacia R. Al recibir una señal X, la membrana de gran superficie recibe directamente presión. El émbolo de mando invierte su movimiento, y abre el paso de P hacia A. Al desaparecer la señal X, el émbolo de mando cierra el paso de P hacia A, el conducto A se pone a escape a través de R. Este amplificador no necesita alimentación adicional.

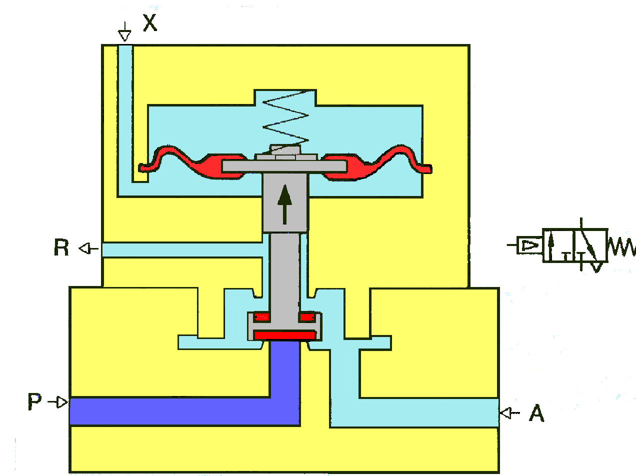


Figura 4-43. Amplificador de presión

5. Circuitos neumáticos

Un circuito neumático es un conjunto de actuadores, válvulas y conductos que combinados de una forma determinada son capaces de cumplir una misión específica.

5.1 Simbología

En el momento de realizar un circuito neumático, de interpretarlo, de montarlo o de transmitirlo a terceras personas, es absolutamente necesario emplear una simbología que represente cada uno de los elementos de que consta: Tuberías, actuadores, válvulas, etc.

Para ello existen las normas ISO 1219-1:1991 y 1219-2:1995, expuestas en parte anteriormente, que establecen el dibujo esquemático de cada elemento. Se trata de una representación funcional, tremendamente explícita, que se aprende sin esfuerzo gracias a su tremenda fuerza representativa. En ningún momento trata de reflejar detalles constructivos sino exclusivamente funcionales, por lo que elementos diferentes pero con la misma misión se representan de idéntica manera. La lista de símbolos casi completa figura como apéndice de este trabajo. En los apartados siguientes se incluyen determinados aspectos de dichas normas que no han sido expuestos con anterioridad.

5.2 Métodos de representación

Además de la simbología empleada para representar cada elemento es necesario establecer una serie de convenciones para esquematizar los circuitos neumáticos. Dichas convenciones son necesarias bien en el momento de diseñar un circuito, para explicarlos y transmitirlos a terceros, para proceder a su montaje o bien durante su mantenimiento.

5.2.1 Esquema funcional

El esquema funcional es la representación gráfica que define el funcionamiento del equipo neumático así como las conexiones entre los diferentes elementos. Dichos elementos no se representan en su posición real sino que se sitúan de la forma más clara posible. Siempre que sea posible, el esquema se divide en escalones, situando en cada uno de ellos y a la misma altura los elementos neumáticos que tienen similares misiones.

ESTRUCTURACIÓN DE UN ESQUEMA FUNCIONAL

Normalmente se dibujan los símbolos que representan cada elemento en horizontal y siempre en la posición que tienen cuando el circuito está en la posición inicial. Los cilindros pueden situarse con su vástago en posición extrema anterior (salido) o posterior (entrado), y las válvulas en su caso, en posición estable o inestable.

En el primer escalón se representan los elementos de trabajo o actuadores, siendo preferible que el vástago se dibuje a la derecha del émbolo.

En un segundo escalón se sitúan las válvulas de gobierno o mando, que sirven para que el aire comprimido entre o salga en una u otra cara del émbolo.

Entre ambos escalones se sitúa otro intermedio donde se ubican las válvulas que de una u otra forma varían la velocidad de desplazamiento, crean tiempos de retardo o acciones similares, como pueden ser las válvulas estranguladoras o antirretorno, válvulas de escape rápido, temporizadores, etc.

En un tercer escalón se representan las válvulas captadoras de información, o que producen señales con el fin de actuar sobre las de mando. Son llamadas válvulas de información o de señal.

Entre el segundo y tercer escalón se dibujan, si las hubiese, las válvulas lógicas, es decir las selectoras de circuito, de simultaneidad y otras auxiliares.

En un cuarto escalón se representan otras válvulas auxiliares como aquellas que realizan el papel de interruptores generales, etc. En un último escalón se dibuja el equipo de mantenimiento y la alimentación, que muchas veces, por obvios, no se representan.

La alimentación se esquematiza por un pequeño triángulo equilátero con fondo blanco, señalando la dirección del flujo. Si el fluido fuese un líquido, normalmente aceite, el triángulo tendría fondo negro. Normalmente en la realidad hay un solo punto de alimentación y luego se reparte a los puntos de consumo. Sin embargo, en los esquemas funcionales se suelen representar varios puntos de alimentación con la finalidad de eliminar líneas que pudieran cruzarse y dificultar el seguimiento del esquema.

NOMENCLATURA DE UN ESQUEMA FUNCIONAL

Con el fin de poder referenciar cada elemento y que tal asignación tenga una mayor utilidad se han de seguir las siguientes instrucciones en la nomenclatura.

Los actuadores se referencian mediante números correlativos seguidos de una A mayúscula (1A, 2A, etc.), ordenados de izquierda a derecha en orden cronológico de actuación. Si trabajan dos o más actuadores en paralelo en el mismo circuito se representan con el mismo número seguido de la A mayúscula y de números correlativos (1A1, 1A2, etc). El vástago o el émbolo en su desplazamiento pueden actuar sobre determinadas válvulas de señal. Para representar tal extremo se dispone una pequeña raya perpendicular a la dirección del vástago y se indicará con su nomenclatura cual es la válvula afectada. Si el vástago acciona la válvula en un único sentido, mediante un rodillo escamoteable, se debe añadir una flechita perpendicular a la raya mencionada que señale dicho sentido.

Las válvulas de gobierno principales y secundarias de cada cilindro respectivos se denominan con el número del cilindro sobre el que actúan seguido de una V mayúscula y un número correlativo (1V1, 1V2, etc.).

Las válvulas de información o de señal llevan el número del actuador que las acciona, si son accionadas manualmente llevarán el mismo número que la válvula de gobierno sobre la que actúan. En ambos casos el número estará seguido de una S mayúscula y de otro número correlativo, (1S1, 1S2, 1S3, etc.).

Todo elemento que no sea ni actuador, ni válvula, ni introductor de señales, debe llevar la letra Z, precedida del número correspondiente al circuito y seguida de un número correlativo (1Z1, 1Z2, etc.). En los casos en que estos elementos se empleen no solo para un actuador sino para todos los de una instalación o máquina llevarán por delante el número 0. Si en un mismo esquema se presentan varios circuitos la nomenclatura de todos los elementos irá precedida de un número correlativo, indicativo del circuito, y de un guión (1-1A, 2-1V2, etc.).

Después de haber señalado todo lo anterior, es preciso advertir que el esquema funcional de un circuito complejo no siempre se puede enumerar según las pautas descritas en este apartado.

EJEMPLO DE UN ESQUEMA FUNCIONAL

A título de ejemplo se presenta en la figura 5-1 un circuito neumático funcional con la nomenclatura prescrita por las mencionadas normas ISO.

Si se observa dicho esquema desde la parte superior a la inferior, se tiene en primer lugar el elemento de trabajo o actuador, que se denomina 1A. En nuestro caso el actuador es un cilindro de doble efecto con doble amortiguación regulable en ambos sentidos, situado en reposo en su posición posterior. También se observan dos marcas o pequeñas rayas verticales con las denominaciones 1S1 y 1S2. Esto indica que cuando el vástago esté en el principio de carrera saliente accionará el elemento 1S1 y cuando llegue al final de carrera el 1S2.

Posteriormente, en el segundo nivel se encuentran las válvulas que se encargan de modificar la velocidad de los cilindros. Por ser válvulas, llevan la letra V precedida del 1 al pertenecer al actuador 1, el siguiente número identifica a las válvulas correlativamente desde el 1 hasta n.

En el nivel siguiente se encuentra la válvula de gobierno del actuador. En este caso es una válvula distribuidora 5/2 que lleva la denominación 1V1. Seguidamente se representan los elementos de control, en nuestro caso una válvula de simultaneidad “Y” (1V2).

En el penúltimo nivel se disponen todos los elementos que producen una entrada de señal, que aunque sean válvulas distribuidoras se designan con una S porque son elementos que producen señales de mando.

Finalmente en el piso inferior se disponen los elementos de tratamiento del aire comprimido. Al no ser ni actuador, ni válvula, ni introductor de señales, lleva la letra Z. Como normalmente estos elementos se emplean no solo para un actuador sino para todos los de una instalación o máquina llevan por delante el número 0.

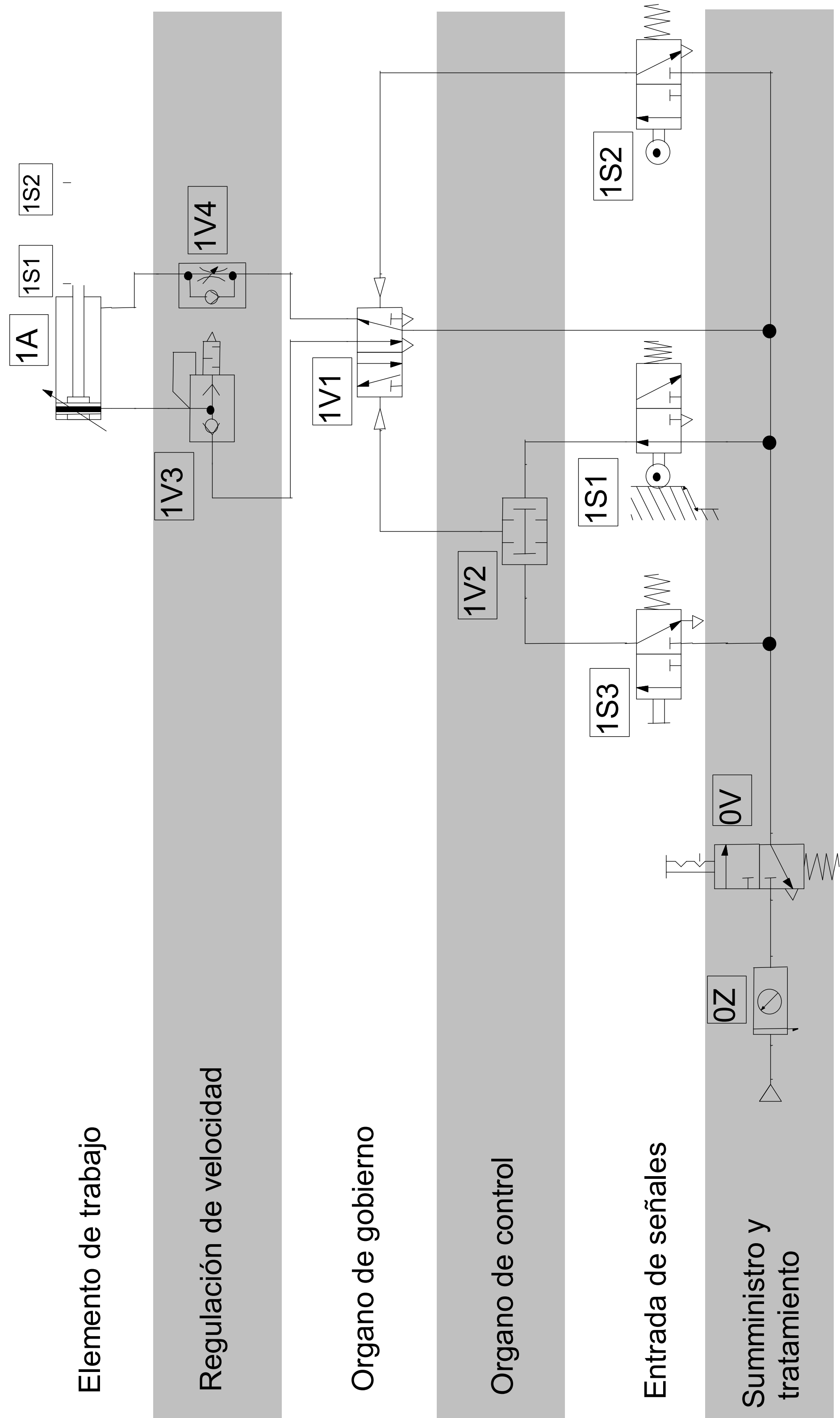


Figura 5-1. Disposición de elementos en un esquema funcional.

5.2.2 Diagrama espacio - fase

El funcionamiento de un circuito neumático se representa con bastante acierto mediante el diagrama espacio – fase, donde se resalta gráficamente cada evento del funcionamiento del circuito y la posición de cada elemento en cada situación. Para esta representación se utiliza una especie de papel pautado (figura 5-2).

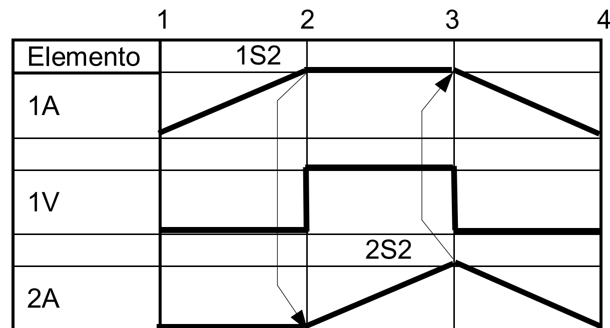


Figura 5-2.- Ejemplo de diagrama espacio - fase

Las diferentes posiciones de cada elemento se representa en una franja horizontal con dos o más líneas horizontales, las cuales indican las distintas posibilidades posicionales de aquél, que en un buen porcentaje de los casos es tan sólo de dos. En dicha franja se trazan líneas verticales a distancias iguales con las que se resaltan los sucesos o discontinuidades de funcionamiento de cada elemento, denominadas fases.

La línea inferior índica que el elemento se encuentra en posición estable y la superior en situación inestable. Si el elemento es biestable la línea inferior indica la posición cuando el circuito se encuentra en reposo, es decir la de dibujo en el esquema funcional.

Cada franja horizontal corresponde a un elemento del circuito y deben estar ordenados de arriba a abajo cronológicamente en su actuación en el circuito.

Evidentemente los sucesos de los diferentes elementos que se verifican en la misma fase o momento han de figurar en la misma línea vertical.

El cambio de posición de las válvulas se considera instantáneo por lo que se representa mediante una línea vertical; si no sufre variación se traza una línea horizontal.

En el caso de los cilindros, la posición posterior se representa en la línea inferior horizontal de su franja correspondiente y la anterior en la superior. La operación de salida se representará mediante una recta ascendente y la de retroceso con una descendente, lo cual significa que los extremos del recorrido se consideran dos fases diferentes a efectos de esta representación.

En determinados casos puede ocurrir que en la mitad de carrera de un vástago se produzca algún suceso, lo cual debe representarse en el diagrama que estudiamos.

En el diagrama espacio - fase no se representa la mayor o menor velocidad de un cilindro por la mayor o menor pendiente de las rectas que representan el desplazamiento del vástago, incluso en algunas ocasiones puede resultar a la inversa.

En este mismo diagrama puede representarse mediante líneas auxiliares la secuencia del funcionamiento de los cilindros con las causas y los efectos. Por otra parte pueden indicarse los pilotajes de las válvulas y su eliminación mediante las letras señaladas a continuación, acompañada de la nomenclatura de la válvula correspondiente.

pd 1V1------- pilota lado derecho de la válvula 1V1

pi 1V1 -------- pilota lado izquierdo de la válvula 1V1

epd 1V1 ----- elimina pilotaje derecho de la válvula 1V1

epi 1V1 ----- elimina pilotaje izquierdo de la válvula 1V1

5.2.3 Diagrama espacio - tiempo

Este diagrama es un paso más en la representación cuidadosa del funcionamiento de un circuito neumático, donde todo es idéntico al diagrama ya explicado salvo que el valor de las abscisas es proporcional al tiempo, y, por tanto, la mayor o menor pendiente de las rectas, que indican la velocidad de los vástagos.

5.2.4 Secuencia de actividades

La secuencia de actividades es una relación literaria de todos los sucesos o discontinuidades que se producen en el funcionamiento del circuito neumático, ordenados cronológicamente desde su puesta en marcha hasta su paro, o bien hasta completar un ciclo si su trabajo es ininterrumpido.

En los ejemplos que figuran más adelante se han utilizado las técnicas de representación y de explicación anteriormente enumeradas.

5.3 Proceso del funcionamiento real de un cilindro

En el apartado 3.5 se adelantó que el proceso de funcionamiento de un cilindro es bastante complejo dependiendo de numerosos factores. Aquí se presenta el caso de un cilindro de doble efecto sin vástago gobernado por una válvula distribuidora. Las presiones en ambas cámaras pasan por distintas situaciones en función de la posición de su émbolo. El proceso es diferente según las exigencias externas. En esta ocasión el cilindro está situado vertical y sin carga, a excepción de su émbolo y del carro que arrastra.

En la figura 5-3 se representa el esquema del circuito neumático ideado para realizar el ensayo que aportó los resultados del proceso. Consta además del cilindro con doble amortiguamiento, de una válvula distribuidora 5/2, dos restrictores con antirretorno, dos sensores de presión y un sensor de posición del émbolo.

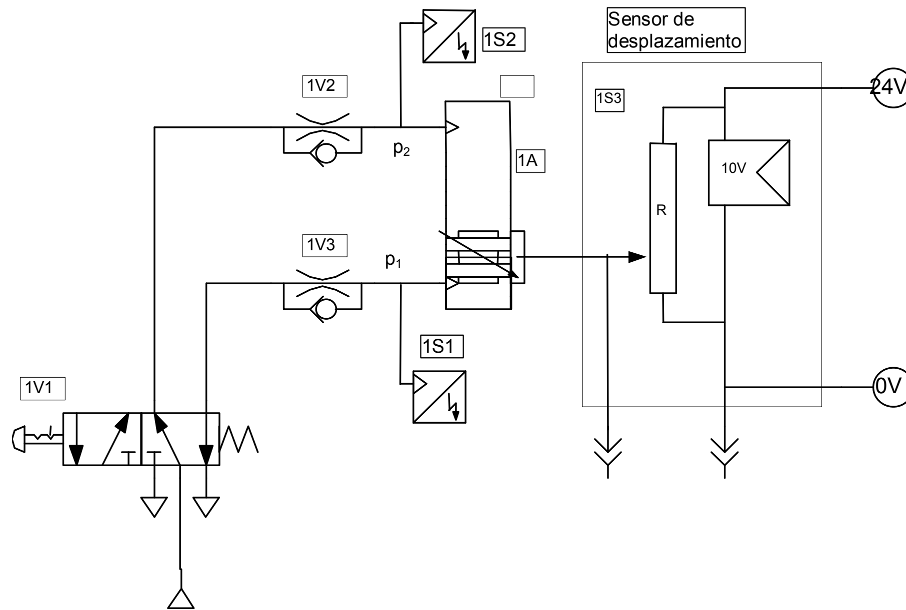


Figura 5-3 Esquema neumático

Las figuras 5-4 y 5-5 representan los resultados obtenidos en el movimiento del émbolo en sus dos sentidos. Se han dibujado el tiempo en abcisas, y en ordenadas las presiones en ambas cámaras y la posición del émbolo.

ASCENSO DEL ÉMBOLO

Se parte del émbolo en la posición inferior y la cámara inferior a la presión atmosférica y la superior a la presión de alimentación; en un determinado instante se invierte la válvula 1V1 para comenzar el proceso, que por razones de adquisición de datos no se refleja en el gráfico como tiempo cero. A partir de este momento se verifica la siguiente secuencia:

- Pasa aire a través de la válvula 1V1.
- Llega aire a la cámara inferior del cilindro.
- Comienza a incrementarse la presión p1 en dicha cámara.
- La cámara superior se relaciona con la atmósfera a través de una conducción, el restrictor con antirretorno 1V2, en posición desfavorable, y la válvula 1V1.
- Comienza a descender la presión en la cámara superior, p2.
- El émbolo sigue en reposo. (AB – figura 5-4).
- p1 alcanza una presión máxima equivalente a la de alimentación, mientras que p2 sigue reduciéndose.
- Cuando se alcanza una diferencia de presiones determinada, capaz de vencer el peso del émbolo y los rozamientos estáticos, empieza a moverse el émbolo (B); en tal momento se verifica:

$$(p_1 - p_2) \cdot A - F_r - m_{móvil} \cdot g = m_{movil} \cdot a$$

- Donde A es la sección del émbolo
- F_r la fuerza del rozamiento
- m_{movil} es la masa de las partes móviles del émbolo, incluido el carro externo.
- En ese momento (B) cae p_1 en parecida magnitud que p_2, manteniéndose la aceleración prácticamente constante (BC), hasta que ésta se anula (C) y el émbolo alcanza una velocidad constante (CD), lo cual se aprecia por la pendiente invariable de la línea recta que señala el desplazamiento del émbolo. En ese lapso de tiempo se verifica:

$$(p_1 - p_2) \cdot A = F_r + m_{móvil} \cdot g$$

- Cuando el émbolo auxiliar de amortiguación llega a su cilindro auxiliar, se requiere un incremento de la presión diferencial para que el aire salga por el restrictor del cilindro, ello lleva consigo un aumento de p1 y una disminución de p2, (D) reduciéndose fuertemente, incluso anulándose en un determinado lapso la velocidad del cilindro (DE). Eso se aprecia observando la horizontalidad de la línea (X, t).
- Por último se alcanza el fin de carrera (F), continuando el descenso de p2 hasta anularse y el incremento de p1 hasta alcanzar el valor de la presión de alimentación.

DESCENSO DEL ÉMBOLO

En el instante de partida (A figura 5-4) $p_1 = p_{alimentación}$; $p_2 = 0$; X=0. Al invertirse la válvula 1V1 sucederá:

- p_2 aumenta y p_1 disminuye sin que el émbolo se mueva (AB).
- Transcurrido un tiempo (AB) el émbolo empieza a desplazarse, cuando se verifica:

$$(p_2 - p_1) \cdot A - F_r + m_{móvil} \cdot g = m_{movil} \cdot a$$

produciéndose una aceleración, hasta el momento que se alcanza la velocidad de régimen (C).

- Durante el lapso CD la velocidad permanece invariable
- Cuando el émbolo alcanza la zona de amortiguación (D) sucede un hecho análogo al ya descrito en el caso de ascenso del émbolo, alcanzándose una velocidad nula (DE).
- Por último, se alcanza el fin de carrera (F), p2 sigue ascendiendo hasta alcanzar la presión de alimentación (G) y p1 desciende hasta anularse (H).

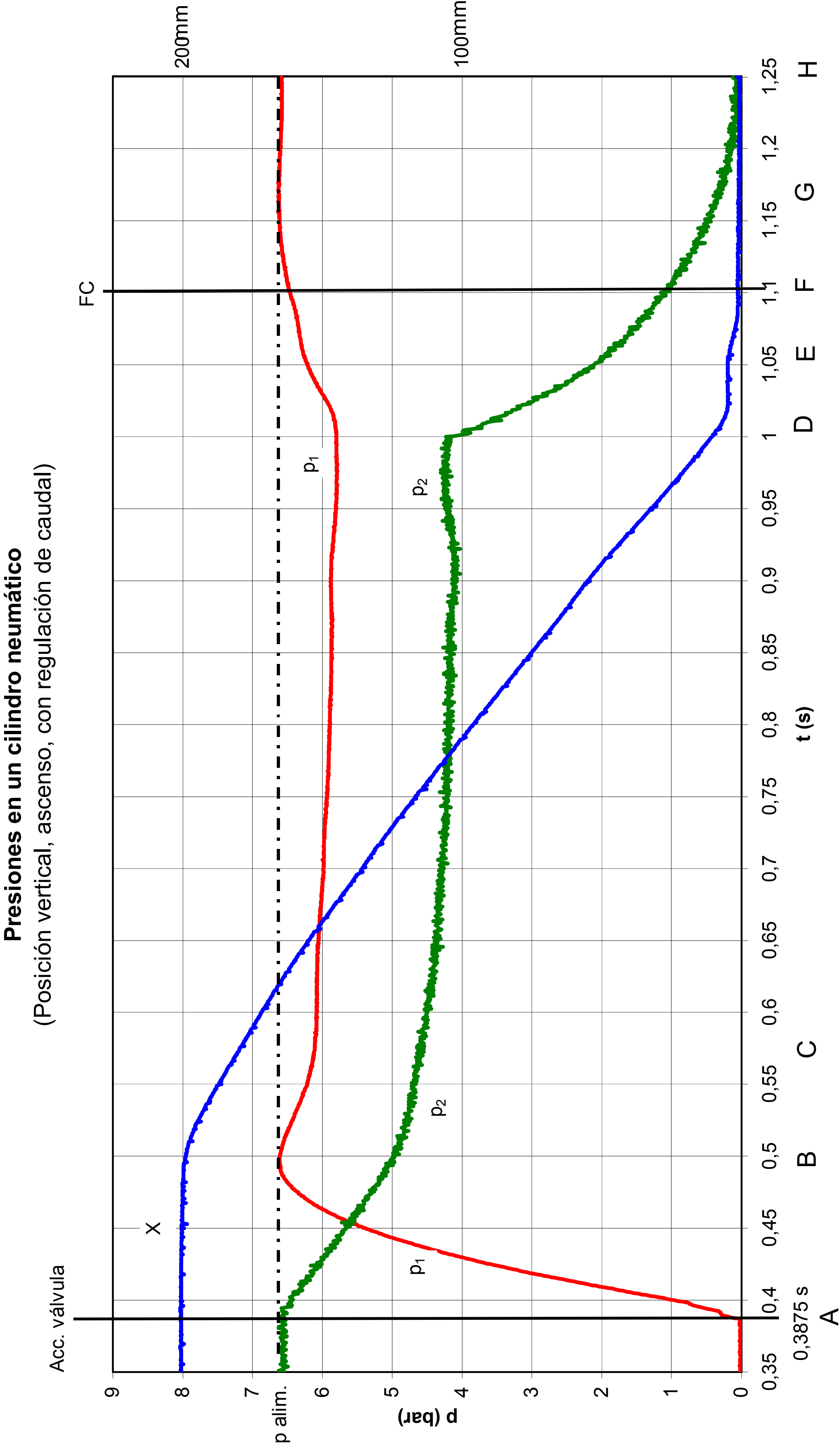


Figura 5-4. Resultados registrados para ascenso del émbolo.

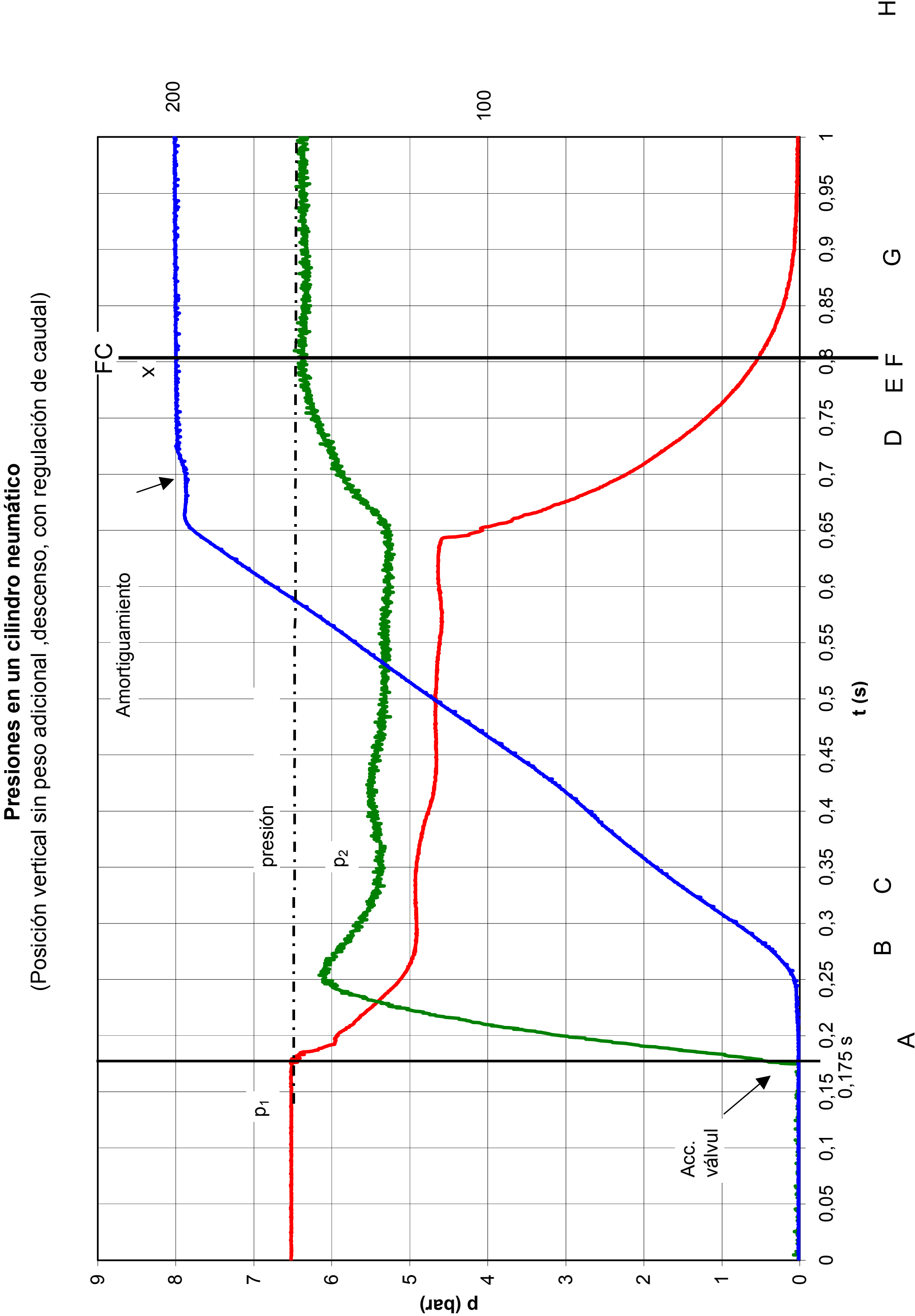


Figura 5-5. Resultados registrados para descenso del émbolo.

5.4 Confección de un circuito

El trazado de un circuito se puede realizar por dos procedimientos, uno intuitivo y el otro metódico. El primero, como su misma palabra lo indica, se resuelve de una manera en que predomina la intuición y la experiencia frente al razonamiento metódico, se puede utilizar en circuitos reducidos o bien por personas con cierto oficio en el tema. Es obvio que aquí propugnamos el segundo método.

En primer lugar, antes de confeccionar cualquier circuito es necesario conocer el proceso que ha de atender y el servicio que debe cumplir, con clara expresión de los esfuerzos que ha de vencer, en qué secuencia, con qué velocidad se han de hacer los desplazamientos, cuantos ciclos se deben realizar por unidad de tiempo etc., en una palabra se han de saber todas las condiciones que ha de cumplir en el proceso.

Si el proceso general es diseñado por un técnico diferente del que resuelve la parte neumática es importante que haya una colaboración entre ambos, aunque lógicamente éste debe estar subordinado a aquél.

Conocido lo anterior conviene realizar el circuito, si fuese posible, dividiendo el problema en aquellas partes en que haya un cierto deslinde entre las mismas. Por otra parte se debe empezar resolviendo los movimientos básicos de cada cilindro, sin cumplir todos sus condicionamientos, para luego ir añadiendo otros con las relaciones consiguientes entre ellos. Posteriormente se van incorporando aquellos elementos que hagan cumplir cada uno de los requisitos exigidos por el proceso.

Recordamos, que tal como ha quedado dicho, el circuito que se resuelve en un principio es el funcional. Una vez resuelto el circuito neumático se seleccionan los cilindros, las válvulas, los controles de velocidad, los sensores y otros elementos, así como los racores de unión y las tuberías necesarias. Las cuestiones a definir son: Tipo, sección transversal, carrera, materiales, fijaciones, etc.

Lo anterior se resuelve en paralelo con lo que se denomina esquema posicional, es decir que se ha de decidir en que lugar exacto se dispone cada elemento, sus fijaciones y el trazado de las conducciones. Se debe poner especial cuidado en que los vástagos de los cilindros no sufran pandeo ni flexiones superiores a lo admisible.

Por otra parte, es fundamental para resolver bien el problema conocer lo que ofrecen las casas fabricantes, mediante sus catálogos comerciales, pues un circuito está constituido al 100% de elementos comerciales, salvo determinadas fijaciones y algunas piezas que unidos a los vástagos efectúen ciertos desplazamientos del proceso. Por último queremos resaltar que dichas empresas están continuamente desarrollando novedades por lo que es preciso estar rigurosamente al día.

Para introducir al lector en esta técnica se presenta a título de ejemplo la resolución de un circuito neumático usando un determinado método, que no significa que sea único, donde la experiencia u oficio en el tema juega un papel importante.

5.4.1 Esquema del proceso

El proceso a resolver consiste en extraer un caldo de una cubeta mediante una cuchara especial, cuyo mango tiene una canaleta por donde pueda circular aquél. Se diseña el proceso de tal manera que cuando el vástago del cilindro se encuentre en su posición anterior, la cuchara esté introducida en el caldo, mientras que si su disposición es la posterior la cuchara se encontrará fuera. Mediante un pulsador ha de hacerse bajar lentamente la cuchara, ésta ha de levantarse lentamente, en principio por inversión automática de la marcha (figura 5-6).

Obsérvese que el pie posterior del cilindro se halla sujeto a un punto fijo mediante una charnela para facilitar su giro, así como los dos puntos de sujeción de la cuchara.

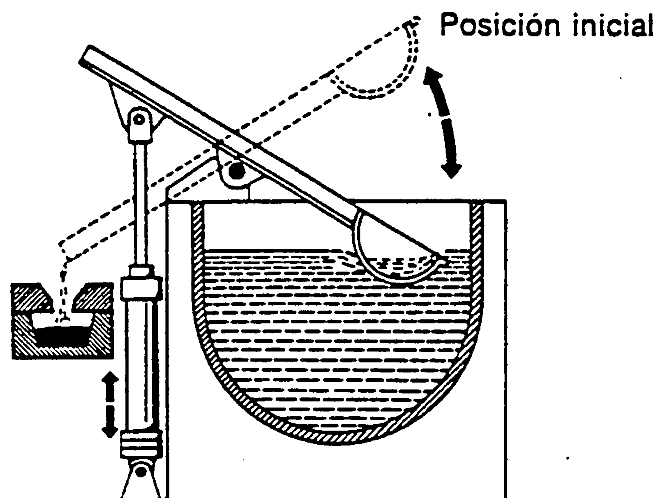


Figura 5-6. Accionamiento de una cuchara de colada

5.4.2 Esquema del circuito funcional

La resolución del proceso planteado no es única, pues diferentes circuitos neumáticos pueden conducir a la misma solución; esto no significa que todos lo hagan con la misma perfección y fiabilidad. En este primer ejemplo que se presenta se comienza con la solución más simple, introduciéndose nuevos elementos, poco a poco, hasta conseguir la solución deseada a plena satisfacción de los diseñadores.

En todo caso 0Z es el equipo de mantenimiento, situado al comienzo de la acometida del aire comprimido que lo filtra, regula y mide su presión y lo lubrica.

MANDO DIRECTO

Se ha resuelto el circuito, en primer término, con mando directo que es la solución más sencilla, donde el operario actúa directamente sobre el cilindro que desplaza la cuchara (figura 5-

7). Se ha adoptado un cilindro de doble efecto con doble amortiguación para evitar el golpe seco de final de carrera. La válvula seleccionada es 5/2, monoestable, accionada manualmente, con enclavamiento y reposicionada por muelle

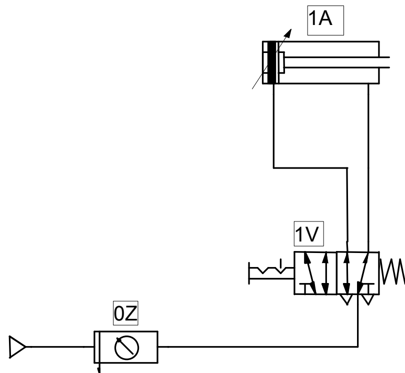


Figura 5-7. Resolución mediante mando directo

SECUENCIA DE ACTIVIDADES

Se pulsa 1V, pasa aire a presión a su través, penetra aire a presión en el lado izquierdo del émbolo de 1A, el aire sale a la atmósfera del lado derecho del émbolo a través de 1V, sale su vástago, la cuchara se hunde en el caldo. Cuando el operario elimina el enclavamiento de 1V, ésta se reposiciona por muelle, penetra aire a presión por el lado derecho (ld) de 1A y sale de su lado izquierdo (li) a la atmósfera a través de 1V. La cuchara sale del caldo. Cuando el vástago de 1A llega a su punto muerto posterior termina el ciclo.

En los circuitos siguientes para abreviar el lenguaje, cuando se diga que entra aire significará que es a presión y cuando se afirme que sale se sobrentenderá que es a la atmósfera.

Se advierte, por otra parte, que tanto cuidado hay que poner en la entrada de aire a presión en el lado del émbolo correspondiente como en la salida del aire a la atmósfera del otro lado; esto resulta en principio automático con la inversión de la válvula, pero en algunos casos no es así como veremos más adelante.

MANDO INDIRECTO

La segunda solución se ha diseñado con mando indirecto en el que el operario no actúa directamente sobre el cilindro sino sobre una válvula de gobierno intermedia. Esta solución es la normalmente utilizada, pues permite una mayor versatilidad en los movimientos y una mayor facilidad en la automatización (figura 5-8). Se ha dispuesto una válvula de gobierno 1V entre la válvula 1S actuada por el operario y el cilindro. La válvula 1V es 5/2, monoestable, pilotada y reposicionada por muelle. La válvula sobre la que actúa el operario ha dejado de ser de gobierno y se ha convertido en válvula de señal por la que su nomenclatura es 1S.

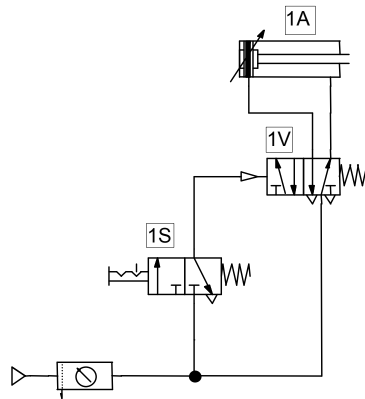


Figura 5-8. Resolución mediante mando indirecto

SECUENCIA DE ACTIVIDADES

Cuando se pulsa 1S, pasa aire a su través, se pilota el lado izquierdo de 1V - pli1V, se invierte, penetra aire en el li de 1A, sale del ld a través de 1V, comienza a salir el vástago de 1A, la cuchara se introduce en el caldo. Cuando el operario elimina el enclavamiento de 1S se reposiciona por muelle, se elimina el pilotaje del lado izquierdo de 1V - epi1V, ésta se reposiciona por muelle, penetra aire por el ld de 1A, sale de su lado izquierdo a través de 1V, su vástago empieza a entrar. Cuando 1A llega a su fin de carrera anterior habrá concluido el proceso.

RETORNO AUTOMÁTICO

Avanzando en la solución, se desea que el retorno del vástago sea automático sin intervención del operario, para ello se dispone una nueva válvula 1S2 que sea actuada por el propio vástago cuando alcance su fin de carrera anterior (figura 5-9). La válvula de gobierno monoestable se ha sustituido en este caso por otra biestable doblemente pilotada, mientras que en la 1S1 se ha eliminado el enclavamiento. La válvula 1S2 es 3/2, monoestable, con accionamiento mediante rodillo por el propio vástago y reposicionamiento por muelle.

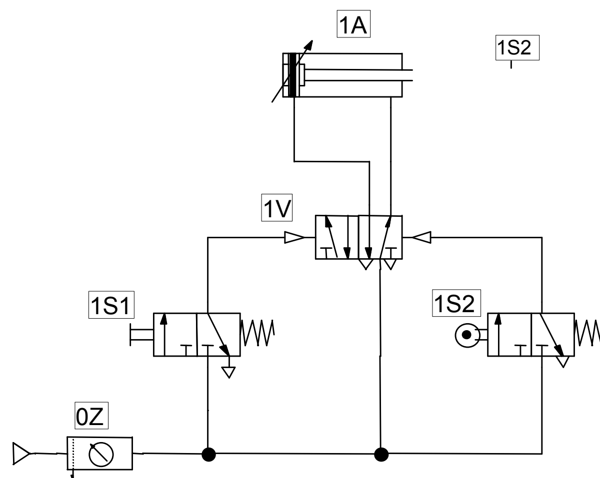


Figura 5-9. Solución con retorno automático del vástago

SECUENCIA DE ACTIVIDADES

Se pulsa 1S1, se pli1V, el pd1V está a escape a través de 1S2; se invierte 1V, penetra aire en li1A, sale aire ld a través de 1V, el vástago sale, la cuchara penetra en el caldo. Cuando 1A llega a su posición anterior actúa sobre 1S2, se invierte, pasa aire a su través, pld1V, el pi se habrá eliminado cuando el operario deje de pulsar 1S1, 1V se invierte a posición de dibujo, penetra aire en ld1A, sale de li a través de 1V, el vástago comienza a entrar, deja de actuar sobre 1S2, se epd1V, la cuchara sale del caldo. Cuando 1A alcanza su posición posterior el ciclo habrá terminado.

Normalmente en toda automatización los ciclos son repetitivos, por ello se debe poner especial atención que todos y cada uno de los elementos de un circuito neumático vuelvan a la posición de partida cuando concluya un ciclo.

LIMITACIÓN DE VELOCIDAD

Observando el proceso industrial que estamos resolviendo puede pensarse que dado que la velocidad de los cilindros neumáticos es alta puede ocurrir que tanto a la entrada como a la salida de la cuchara se produzcan salpicaduras. Para evitarlas es conveniente limitar la velocidad de desplazamiento de la cuchara.

Para ello, si se desea regular la velocidad de la cuchara, tanto a la entrada como a la salida, se disponen sendas válvulas antirretorno con estrangulamiento, tal como se muestra en la figura 5-10.

Como se ha advertido más arriba es conveniente disponer las válvulas antirretorno de manera que se facilite la entrada de aire al cilindro y se dificulte su salida, así el émbolo trabaja entre dos colchones de aire y se obtiene una mejor regulación de la velocidad.

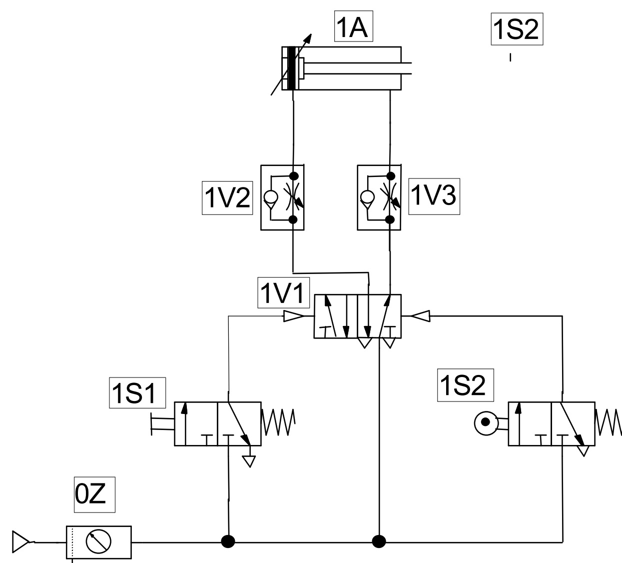


Figura 5-10. Regulación de la velocidad de entrada y salida del vástago.

ELIMINACIÓN DE INTERFERENCIA

Se denomina interferencia de señales al caso en que cuando se desea efectuar un movimiento se sigue actuando sobre aquel elemento que produjo el efecto contrario, es decir se está produciendo una señal indeseada que interfiere.

En el caso de producirse una interferencia el circuito llega a ese punto y se para, pues no se produce el movimiento deseado.

Pues bien, la solución anterior puede tener un problema de interferencia, si el operario sigue pulsando 1S1 cuando el vástago de 1A llega a su posición anterior y actúa sobre 1S2, se produce doble pilotaje sobre 1V, pues le llega aire al Id a través de 1S2 y al Ii mediante 1S1. Se dice que se ha producido una interferencia. En tal caso 1V permanece tal como se encontraba antes y no se invierte, el proceso quedará parado hasta tanto el operario deje de pulsar 1S1.

Para evitar tal interferencia se dispone una nueva válvula 1S3 que tiene como finalidad la eliminación del pi1V aunque el operario siga pulsando 1S1 (figura 5-11).

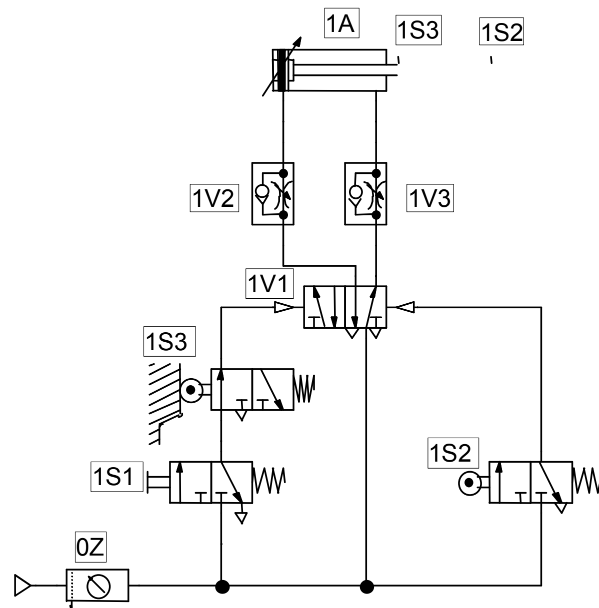


Figura 5-11. Eliminación de interferencia.

En el momento que el vástago del cilindro 1A sale, la válvula 1S3, que se encuentra pulsada por el propio vástago, adquiere su posición estable por acción del muelle, cierra el paso de aire que viene de 1S1 y a su vez elimina el pilotaje izquierdo de 1V. Lo demás es igual al caso ya explicado.

CICLO CONTINUO

Si el ciclo que hasta ahora es intermitente se desea convertirlo en continuo sin intervención del usuario, basta con sustituir la válvula 1S1 por otra igual pero con enclavamiento. En tal caso cuando el vástago de 1A regresa a su posición posterior, 1S3 se pulsa, y comienza un nuevo ciclo idéntico al ya descrito (figura 5-12).

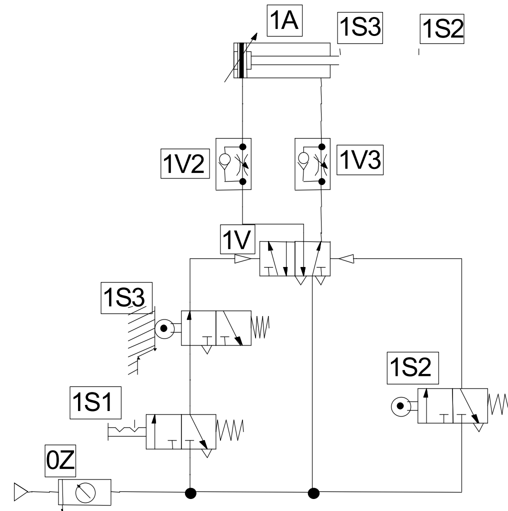


Figura 5-12. Ciclo continuo.

TEMPORIZACIÓN

Prosiguiendo con el perfeccionamiento del proceso, puede pensarse ahora que es interesante que la cuchara permanezca un lapso de tiempo fuera del caldo para permitir que la cuchara se vacíe a través de su mango canaleta.

Para ello se dispone de un temporizador 1Z entre la válvulas 1S3 y 1V1. En este caso una vez que el vástago ha alcanzado su punto muerto posterior, se haya pulsado 1S3 y comenzado a pasar aire a su través, empieza a incrementarse la presión del depósito del temporizador y transcurrido un cierto tiempo, que se regula mediante el restrictor de 1Z, se invierte la válvula 3/2 del temporizador, se pli1V y el proceso continua igual al ya descrito (figura 5-13).

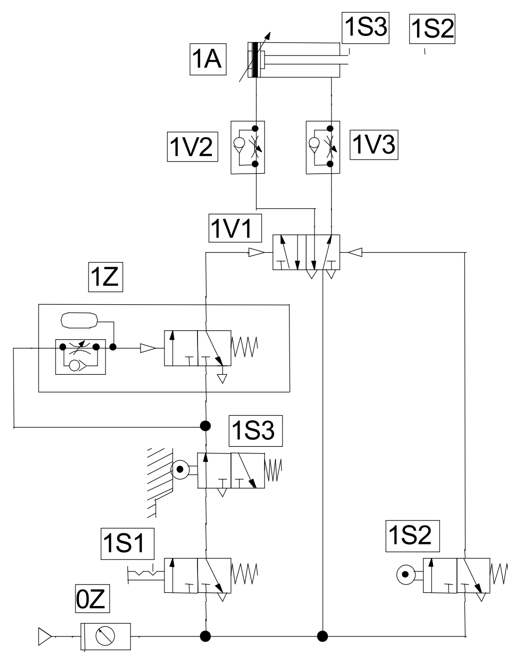


Figura 5-13. Proceso con un temporizador.

DOBLE TEMPORIZACIÓN

Si se creyese también conveniente dejar transcurrir un determinado tiempo con la cuchara sumergida para que se llenase ésta antes de comenzar a emerger, sería necesario disponer un segundo temporizador 1Z2 entre las válvulas 1S2 y 1V1. El proceso sería análogo al acabado de explicar (figura 5-14).

Figura 5-14. Proceso con dos temporizadores

5.4.3 Diagrama espacio – fase

A continuación se acompaña el diagrama espacio – fase correspondiente al circuito neumático de la figura 5-14.

DIAGRAMA ESPACIO-FASE	
Elemento	Fase 1 2 3
1S1	
1V	
1A	
1S2	

5.5 Ejemplos resueltos

Después de haber estudiado en los apartados anteriores las normas que se han de seguir para representar los circuitos neumáticos, así como la forma de confeccionarlos, se incluyen algunos ejemplos resueltos partiendo del proceso industrial que se pretende resolver.

5.5.1 Manipulación de piezas

Se trata de extraer piezas de un cargador por gravedad y depositarlas sobre un plano inclinado para apilarlas en una caja donde se han de embalar

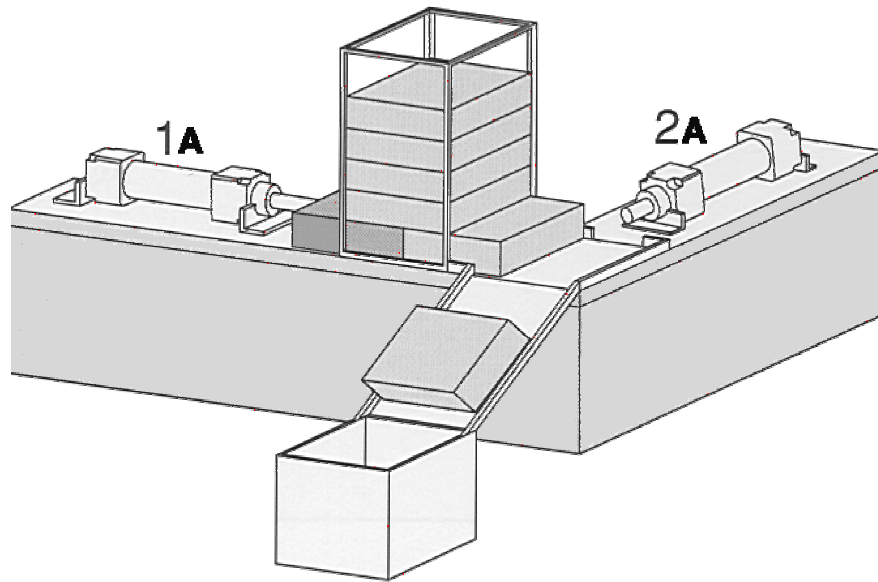
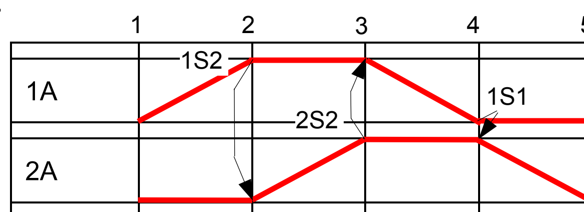


Figura 5-15. Proceso de manipulación de piezas.

Oprimiendo un pulsador, el cilindro 1A extrae una pieza del cargador y la deposita delante de un segundo cilindro – 2A – que desplaza la pieza hasta el plano inclinado. Concluida la operación, primero retrocede 1A y a continuación, hace lo mismo 2A.

Para que las piezas sean desplazadas adecuadamente, es necesario detectar las posiciones de inicio y de final de carrera de los vástagos de ambos cilindros. Dichos sensores llevarán la denominación 1S1, 1S2 que estarán situados respectivamente al principio y al final de carrera del primer cilindro y los sensores 2S1 y 2S2 correspondientes al cilindro 2A.

DIAGRAMA ESPACIO-FASE



Secuencia: 1A+ 2A+ 1A- 2A-

ESQUEMA DEL CIRCUITO NEUMÁTICO (FIGURA 5-16)

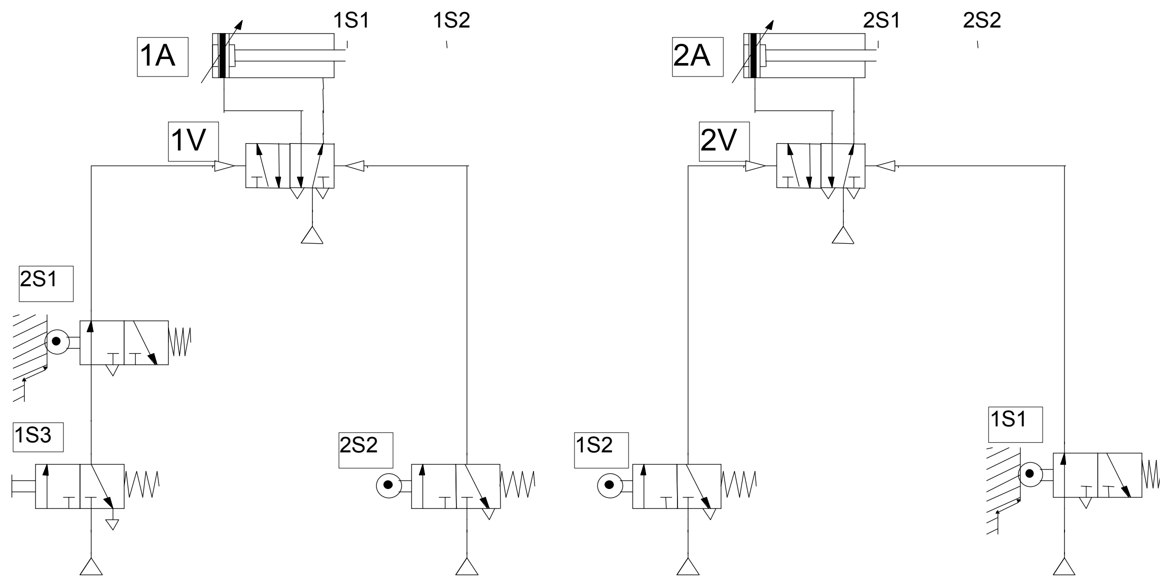


Figura 5-16. Circuito neumático del proceso de manipulación de piezas.

SECUENCIA DE ACTIVIDADES

Al pulsar 1S3 pasa aire hacia 2S1 que se encuentra en la posición inestable por la acción del vástago del cilindro 2A en posición posterior; en esa situación deja pasar el aire para producir el pli 1V. El pld 1V está a escape porque el final de carrera -2S2 - de 2A no está accionado. El cilindro 1A realizará el primer movimiento 1A+.

Al llegar 1A a su final de carrera accionará el sensor 1S2, que actuará sobre la válvula 1S2, dejará pasar el aire hacia el pli 2V, éste se invierte porque 1S1 está en la posición opuesta a la del dibujo debido a que el cilindro 1A deja de actuar sobre ella en el momento en que su vástago comienza a salir. Al invertirse 2V, se verifica 2A+.

Cuando 2A llega al final de carrera acciona 2S2, se invierte, deja pasar aire, se pld 1V. El pli está puesto a escape por la válvula 2S1 que está en la posición inversa a la del dibujo. 1V vuelve a posición de dibujo, penetra aire ld1A, se verifica 1A-.

Cuando 1A llega al inicio de su carrera actúa sobre 1S1, que pasa a posición inestable, regresa a posición de dibujo, pilota el lado derecho 2V debido a que 1S2 ha vuelto a su posición de dibujo al penetrar 1A. Con este pilotaje se consigue que el cilindro 2A vuelva a su inicio de carrera: 2A-. Cuando este movimiento concluye 2S1 regresa a su posición de dibujo y todo el sistema vuelve a adquirir la situación de partida pudiendo comenzar un nuevo ciclo.

5.5.2 Compactador doméstico de basura

Se trata de un artilugio que tiene por finalidad compactar la basura generada en un hogar. La basura vertida en un primer compartimiento (C1) se arrastra a un segundo (C2) donde se compacta; cuando se alcanza un determinado grado de compactación se retira manualmente por la parte inferior (figura 5-17).

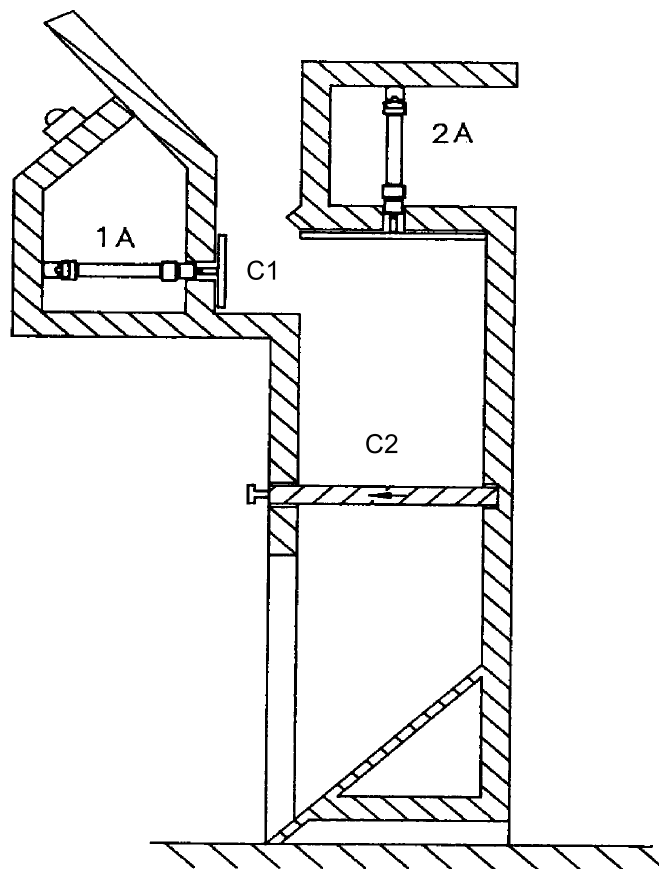


Figura 5-17. Proceso de un compactador doméstico de basuras.

El sistema trabaja a una presión máxima de 3 bar, está equipado con un cilindro empujador – 1A – y otro cilindro compactador – 2A -, el cual ejerce una fuerza máxima de 2200 N. Si se oprime el pulsador de puesta en marcha avanza en primer lugar el empujador y a continuación el compactador, regresando ambos al unísono.

En el caso de que el compactador no alcance la posición extrema anterior porque se encuentre lleno, la carrera de retroceso de ambos cilindros se iniciará por medio de una válvula de secuencia – 0Z3. Ésta actúa cuando la presión alcanza el valor de 2,8 bar. Cuando esto ocurre se vacía el depósito de basura compactada retirando la bandeja horizontal dispuesta debajo, cayendo el fardo por gravedad. Esta parte del proceso no se incluye dentro del proceso neumático.

DIAGRAMA ESPACIO – FASE

Elemento	Fase 1	2	3	4	5
1S1					
1S2					
1V					
1A					
1S3					
2V					
2A					
2S					

ESQUEMA DEL CIRCUITO NEUMÁTICO (FIGURA 5-18)

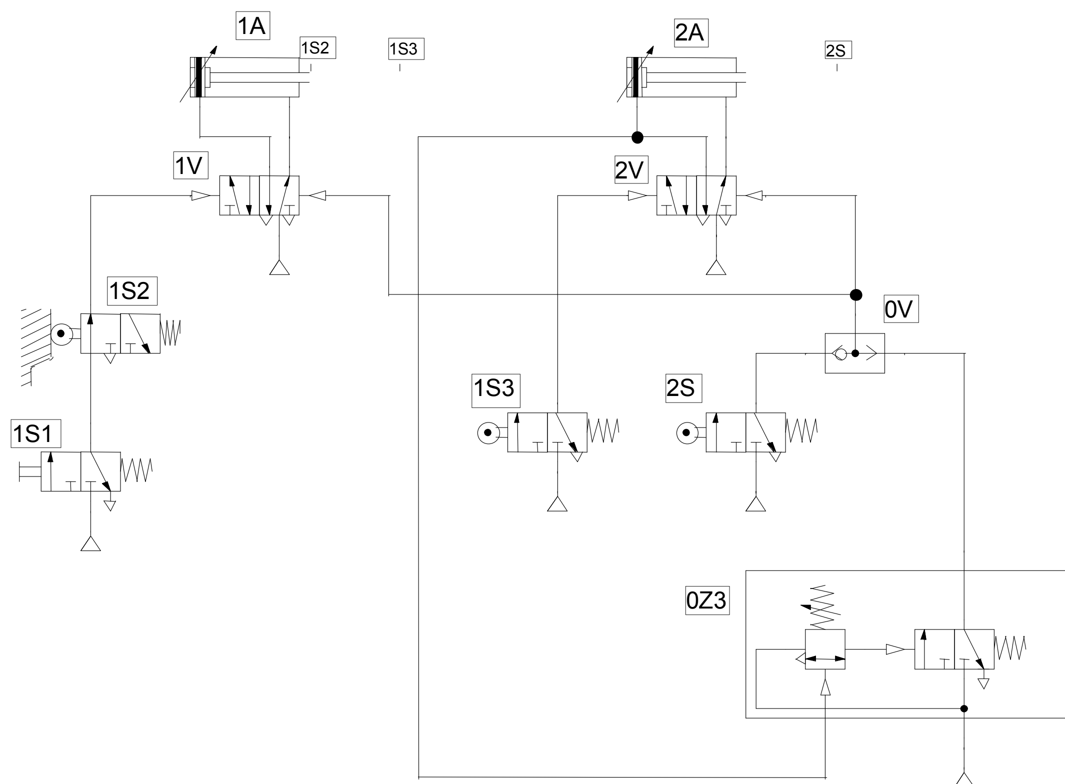


Figura 5-19. Esquema funcional del compactador de basura doméstico

SECUENCIA DE ACTIVIDADES

Se pulsa 1S1, se invierte, pasa aire a su través; pasa aire a través de 1S2 que se encuentra en posición inestable debido a la geometría del vástago de 1A. Se pilota el lado izquierdo 1V; como el pilotaje del lado derecho de 1V está en contacto con la atmósfera gracias a 0V y 0Z3 se invierte 1V; pasa aire a su través. 1S1 se reposiciona por muelle en el instante en que deje de pulsarse, en tal momento elimina el pilotaje izquierdo 1V.

Entra aire en el li1A, como ld está a escape empieza 1A+, en ese momento la válvula 1S2 se reposiciona por muelle; elpi1V, éste se eliminaría aunque se siguiera pulsando 1S1. El vástago de 1A introduce la basura en el segundo compartimiento. y produce una primera compactación en dirección horizontal.

Cuando el vástago de 1A llega a su fin de carrera anterior pulsa 1S3, se invierte, pasa aire a su través, pilota el lado izquierdo 2V; como el ld2V está en contacto con la atmósfera gracias a 0V y 0Z3, se invierte, pasa aire a su través. El aire entra por el li2A y en paralelo se dirige a 0Z3; no actuará sobre esta válvula hasta que la presión en el conducto que llega a ella no alcance un valor de 2,8 bar.

Como el lado derecho está a escape empieza 2A+; compacta la basura y si el depósito no está lleno no se alcanza la presión de 2,8 bar en el conducto de alimentación y llega hasta su fin de carrera posterior 2S.

Pulsa 2S, la invierte, pasa aire a su través; el aire llega a la válvula selectora de circuito 0V y la invierte, pasa aire a su través. El aire se dirige hacia los lados derechos de 1V y 2V, los pilota; en el caso de 1V la invierte pasando a posición de dibujo, dado que su lado izquierdo está en contacto con la atmósfera; en el caso de 2V no lo puede hacer pues su lado izquierdo está pilotado.

Como li1A está a escape, empieza 1A-, su vástago deja de pulsar 1S3, ésta se reposiciona por muelle, elpi2V a través de 1S3. Se invierte 2V; pasa a posición de dibujo, pasa aire a través de 2V hacia el ld2A; como el li está a escape empieza 2A-.

Deja de pulsar 2S, se invierte, los lados derechos de 1V y 2V se ponen a escape a través de 0V y 2S , eliminándose sus correspondientes pilotajes.

El vástago de 1A cuando llega a su punto muerto posterior actúa sobre 1S2, pasando a la posición inestable de dibujo; el vástago de 2A termina también de entrar y todo el sistema se encuentra en la posición primitiva dispuesto a volver a actuar en el momento en que se presione nuevamente 1S1.

En el caso en que el depósito de basura se encuentre lleno el vástago de 2A no podrá alcanzar su fin de carrera y la presión del conducto de alimentación incrementará su magnitud hasta alcanzar los 2,8 bar a que se encuentra tarada la válvula de secuencia 0Z3.

En tal instante se vence la fuerza del resorte de la válvula de presión de 0Z3, se invierte, pasa aire a través de dicha válvula y se pilota la válvula 3/2 de la misma; pasa aire a su través y llega a la válvula selectora 0V, pasa aire a través de ella y llega a los lados derechos de 1V y 2V sucediendo las cosas a partir de aquí igual que en el caso anterior, salvo que la eliminación de los pilotajes derechos de 1V y 2V necesitan que previamente se elimine la presión existente en el conducto 2V - 0Z3, lo cual se verifica cuando se invierte 2V a posición de dibujo.

5.6 Circuitos con interferencias

Se denomina interferencia de señales, tal como se ha indicado anteriormente, al caso en que cuando se desea efectuar un movimiento se sigue actuando sobre aquel elemento que produjo el efecto contrario, es decir se está produciendo una señal que interfiere. En el caso de producirse una interferencia el circuito llega a ese punto y se para, pues no se produce el movimiento deseado.

Para que no se produzca una interferencia es necesario que entre dos movimientos del mismo cilindro, 1A+, 1A-, exista el movimiento contrario al que produjo el primero de los dos movimientos. Por ejemplo en la secuencia 1A+, 2A+ , 1A- , 2A- ; entre 1A+ y 1A- existe el movimiento 2A+ que es el movimiento contrario al que produjo 1A+ . Además entre 2A+ y 2A- existe el movimiento 1A- que es el contrario al que produjo 2A+.

Por otra parte hay que tener en cuenta que un proceso no acaba con el último paso de su secuencia, sino que esta ha de volver a empezar, por ello la secuencia anterior debe ser estudiada completa, es decir: 1A+, 2A+, 1A-, 2A-; 1A+ , 2A+ , 1A- , 2A-. En esta secuencia tampoco hay interferencia entre 2A- y 2A+ por análogas razones a las mencionadas.

Si, a la inversa, no existe entre dos movimientos contrarios el opuesto al que produjo el primero de los dos movimientos, se forma una interferencia que será preciso eliminarla de alguna manera.

Por ejemplo en la secuencia 1A+, 2A+, 2A-, 1A-, entre 2A+ y 2A- existe interferencia. Si se adopta la secuencia completa 1A+, 2A+ , 2A-, 1A-; 1A+ , 2A+ , 2A-, 1A-;… entre 1A- y 1A+ se producirá otra interferencia.

Otro caso: 1A-, 2A+, 2A-, 1A+, 3A+, 3A-, 1A-, 2A+, 2A-, 1A+, 3A+, 3A- existirán interferencias entre 2A+ y 2A-, entre 3A+ y 3A- y entre 1A- y 1A+ por análogas razones a las ya mencionadas, pues aunque en este último caso existen movimientos intermedios entre dichos movimientos no está el contrario al que produjo el 1A-.

La solución de tales interferencias puede hacerse mediante válvulas que son accionadas con rodillos escamoteables que actúan instantáneamente tan solo cuando el vástago se mueve en un sentido. Sin embargo al ser un método con escasa fiabilidad ni se explica ni se aconseja. Para solucionar el problema se puede seguir el método intuitivo o bien uno sistemático, que obviamente propugnamos. Se explica todo ello mediante un ejemplo (apartado 5.6.1).

5.6.1 Proceso de fresado de una pieza

Se trata de hacer una ranura en marcos de madera por medio de una fresadora. El marco de madera es sujetado con un cilindro 1A, el avance de la mesa de la fresadora se efectúa con una unidad de avance neumática – hidráulica 2A (figura 5-20). La secuencia del proceso es 1A+,2A+, 2A-, 1A-; …, tal como se muestra en el diagrama adjunto. Siguiendo el método intuitivo un primer circuito podría ser el que se encuentra esquematizado en la figura 5-21.

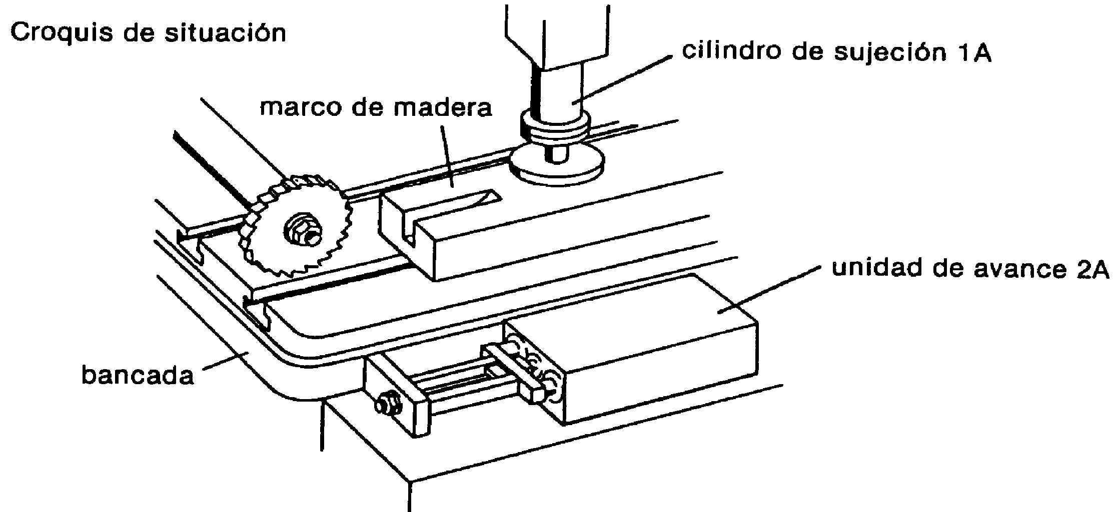


Figura 5-20. Fresado de un marco de madera.

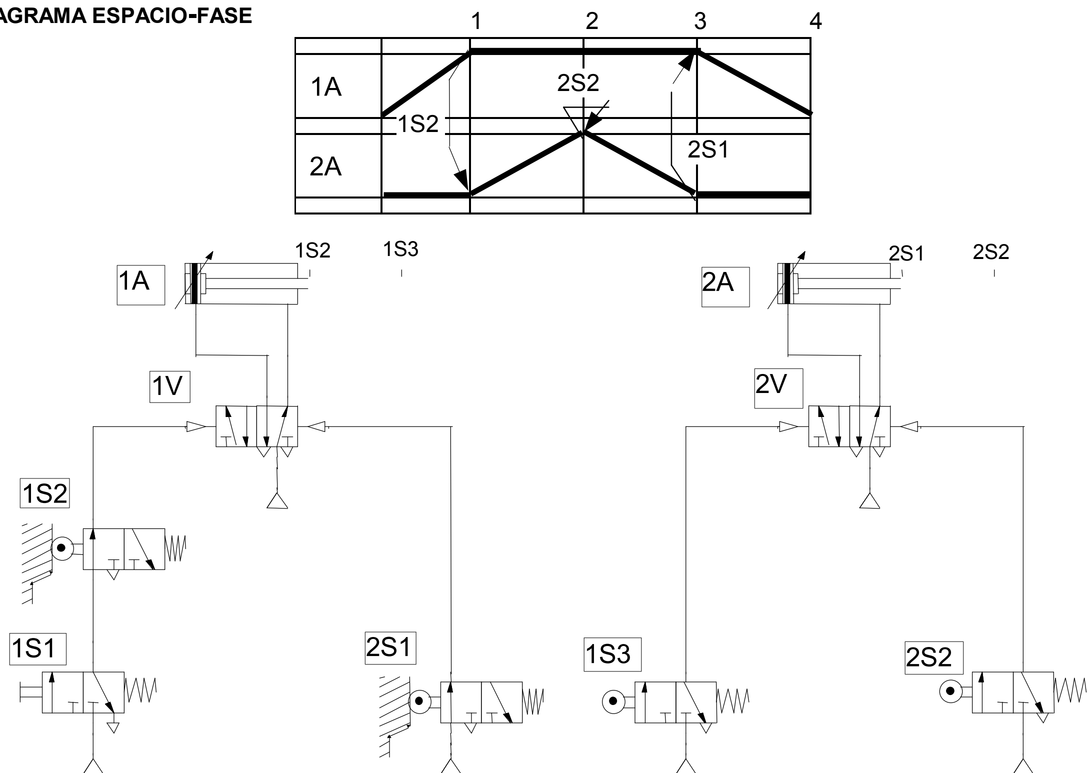
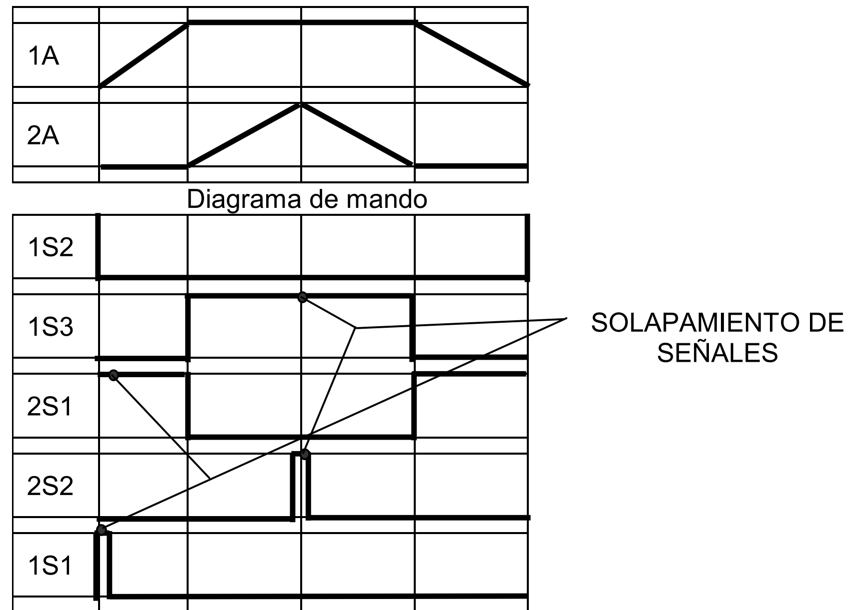


Figura 5-21. Circuito neumático con interferencias de un proceso de fresado.

El diagrama espacio fase sería el siguiente



Como se puede comprobar, de partida existe una primera interferencia al accionar el pulsador 1S1, se pilota el lado izquierdo 1V, 1V no se invierte puesto que 2S1 está pilotando el lado derecho de la válvula 1V, ya que 2A se encuentra en su posición posterior pisando aquélla. Un segundo problema se producirá en la fase 3 de manera análoga a la anterior pero con la válvula 2V.

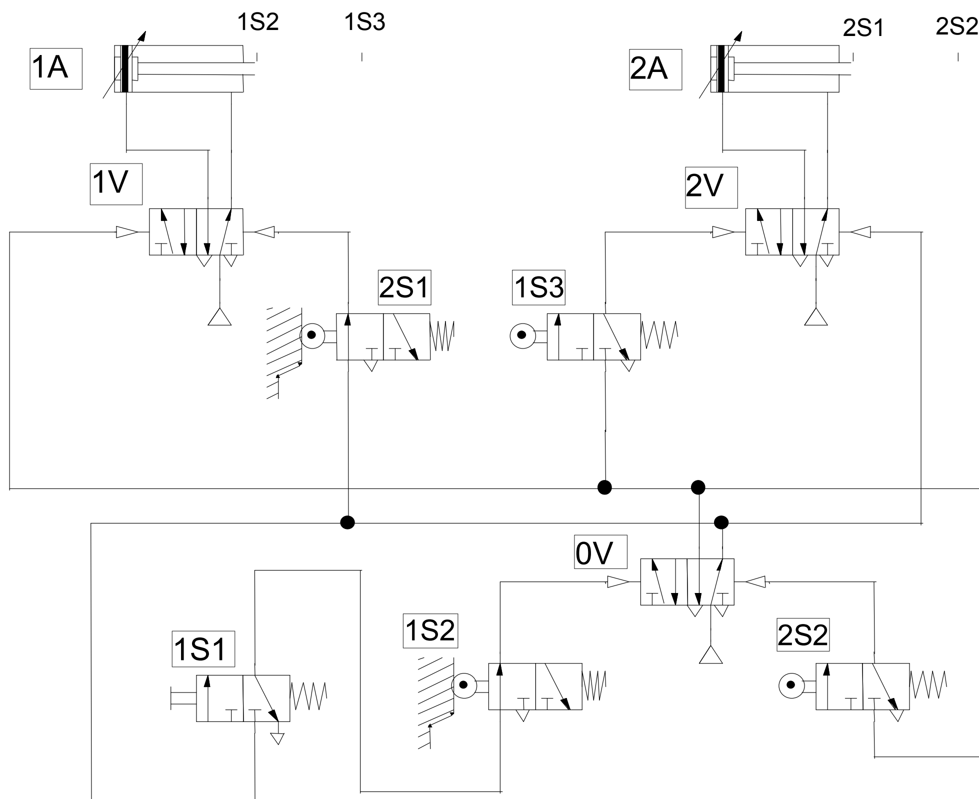


Figura 5-22. Circuito neumático sin interferencias del proceso de fresado

Se propone una primera solución al problema creando dos líneas auxiliares que se presuricen y despresuricen alternativamente al conmutar una válvula distribuidora 5/2 – 0V - (figura 5-22). Dicha válvula conmutará los pilotajes de las válvulas de gobierno 1V y 2V. Mientras no haya problemas de interferencia se mantendrá la válvula en una posición determinada, cuando surjan dichos problemas se cambiará de posición.

Como puede observarse en la nueva solución las válvulas 1S1 y 1S2 realizan el pilotaje de las válvulas 1V y 2V a través de la válvula 0V, mientras que en la solución de partida se hacía directamente.

Cuando el operario pulsa 1S1 el aire pasa a su través y de la 1S2 pilotando el lado izquierdo de 0V. Su pilotaje derecho está a escape a través de 2S2.

La válvula 0V se invierte, presurizándose la línea auxiliar superior y despresurizando la inferior. En este instante se verifican dos hechos, se pilota el lado izquierdo de 1V y a su vez se elimina el pilotaje del lado derecho de 1V, con esta acción se logra la primera fase de la secuencia: 1A+.

Cuando 1A+ llega al final de carrera acciona 1S3 y como no existe problema de interferencia en esta fase dicha válvula (1S3) toma aire de la misma vía de la válvula conmutadora 0V. De esta forma se consigue el pilotaje del lado izquierdo de 2V y el segundo movimiento de la secuencia: 2A+.

En el final de carrera de 2A se acciona 2S2 y se produce la segunda interferencia. Para solucionarla se conmuta nuevamente la válvula 0V, regresando a su posición original. El pilotaje izquierdo de 0V se ha eliminado anteriormente cuando se ha producido el 1A+. De esta forma 2S2 recibirá presión de la red y pilota el lado derecho de 0V. Al conmutarse 0V se presuriza la línea auxiliar inferior y se despresuriza la superior, de forma que se produce el movimiento 2A-.

Al llegar 2A a su posición posterior se acciona 2S1, se pilota el lado derecho de 1V, ésta se invierte debido a que el lado izquierdo está a escape por la válvula 0V. De esta forma se realiza el movimiento 1A- y finaliza la secuencia deseada.

5.7 Método sistemático para la resolución de interferencias

A continuación se explica un método sistemático, denominado en cascada, para resolver el problema de las interferencias. Consiste en anular cada señal en el momento en que ésta ya no haga falta. Para su explicación se continua con el ejemplo anterior.

Se dispone de unas señales de entrada que denominaremos $e_1 \ldots e_n$ y otras de salida $S_1 \ldots S_n$. Habrá igual número de entradas que de salidas y a cada una de las entradas le corresponderá una salida. A e_1 le corresponderá la salida S_1, a e_n le corresponderá la S_n. Con cada una de las salidas se realizará uno de los movimientos de nuestra secuencia, así S_1 proporcionará el movimiento 1A+, S_2 el movimiento 2A+ y así sucesivamente.

Las señales de salida deben de quedar memorizadas, es decir que aunque su señal de entrada correspondiente se anule debe permanecer la señal de salida hasta que se emita la siguiente señal de entrada. Neumáticamente esto queda resuelto con la utilización de una válvula biestable de forma que aunque se anule su pilotaje la válvula quedará en esa posición hasta que se pilote por el lado contrario.

Todo lo anterior queda resumido en el esquema que se muestra a continuación (figura 5-23).

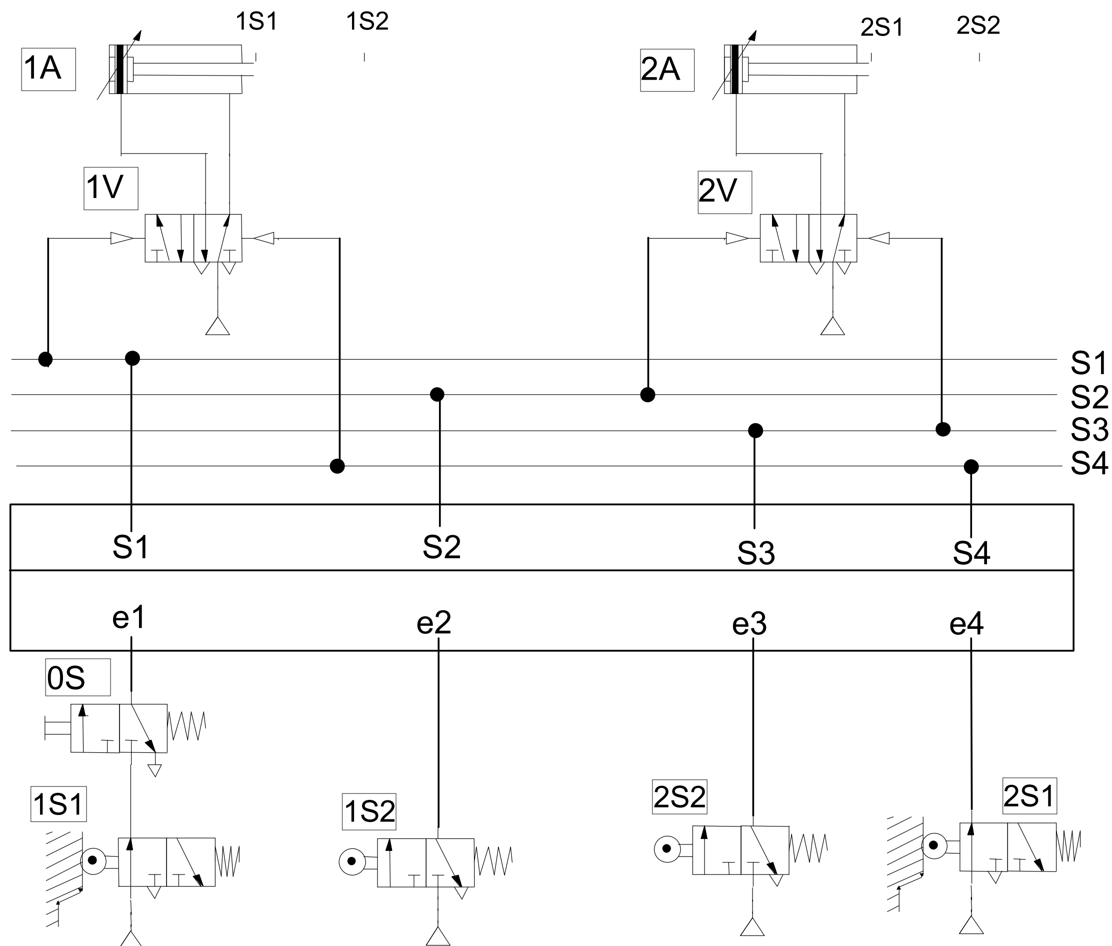


Figura 5-23. Método en cascada para eliminación de interferencias.

En este esquema se puede comprobar cómo para cada paso se dispone de una línea presurizada ($S_1 \ldots S_4$). Sólo una de dichas líneas deberá tener presión en cada paso. Las entradas son cada uno de los elementos introductores de señal de los que se dispone, en este ejemplo todos los finales de carrera más el pulsador de marcha.

Para que comience el primer paso debe estar activado el pulsador de marcha – 0S - y el elemento 1S1, para que exista seguridad de que el fin del ciclo anterior se haya cumplido. De esta forma la entrada e_1 deberá ser la suma de 0S y 1S1 activados. Al llegar al fin de carrera de 1A+ se debe cumplir el siguiente paso, luego e_2 será el elemento 1S2 y así sucesivamente como muestra la figura 5-24.

Ahora bien, queda por implementar en el esquema un bloque de secuencias que represente la relación entre las entradas y las salidas, que es lo que se realiza a continuación (figura 5-24).

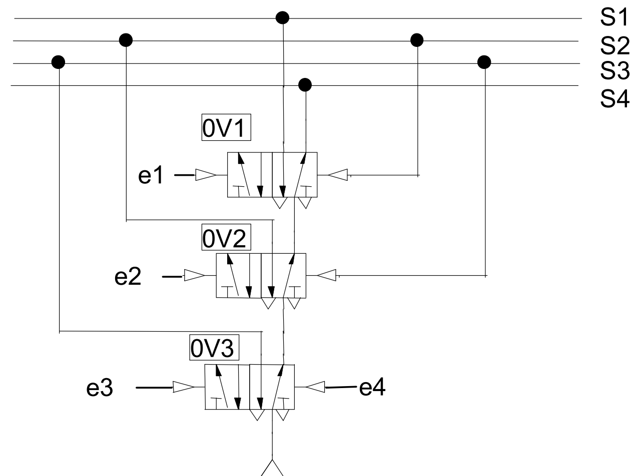


Figura 5-24. Relación entre entradas y salidas

La figura 5-25 muestra un conexionado de válvulas distribuidoras 5/2 que cumple, en principio, las condiciones necesarias para la anulación de señales tal como se necesita. La denominación "montaje en cascada" es debida a la conexión en forma escalonada de las válvulas 0V1, 0V2 y 0V3, consiguiendo con esto que en cada momento sólo se encuentre activada una única salida.

Hacen falta siempre n -1 válvulas, siendo n el número de pasos del proceso, que es igual, lógicamente, al número de salidas necesarias.

Con esta disposición se asegura que el aire a presión no esté disponible nada más que en una sola línea, estando las restantes a escape. En la posición de dibujo sólo se halla activada S4; si la válvula 0V1 se invierte estará activada solamente S1; si es el caso de 0V2 sólo actuará sobre S2 y, por último, si se invierte 0V3 únicamente se activará S3. Esto significa que tan solo ha de estar invertida con relación al dibujo un máximo de una de las válvulas 0V.

Otra característica es la correspondencia entre las entradas y salidas, es decir, cuando se activa la entrada e1 se activa la salida S1 y así sucesivamente.

Sin embargo al esquema de la figura 5-24 le falta un detalle. Al final de la carrera 2A+; se pisa 2S2; se activa e3; se pilota el lado izquierdo de 0V3; se invierte 0V3, ya que e4 está desactivada al estar 2A en posición anterior; se activa S3; se desactiva S4.

Pues bien en ese momento se produce una interferencia en la válvula 0V2, ya que al estar activado S3 se pilota el lado derecho de esta válvula de 0V2, sin que se elimine el aire comprimido en e2, ya que 1S2 está pisado, al estar 1A en posición anterior.

Para solucionar estos casos de interferencia se conecta cada señal de entrada, e_n, con la salida precedente, e_{n-1}, mediante una válvula de simultaneidad.

De esta manera al accionarse la entrada e_n se invertirá la válvula 0Vn y volverá a posición de dibujo 0V(n-1), siguiendo el proceso siguiente, que presentamos en uno de los cuatro casos posibles:

- Se halla invertida 0V2
- Activada S2; pilota el lado derecho 0V1 y retorna a posición de dibujo
- Se pilota el lado izquierdo 2V; el lado derecho de 2V no está activado, ya que S3 no se encuentra presurizada, puesto que 2S2 no está pisada; se invierte 2V, se produce 2A+.
- Se pisa 2S2; se activa e3; e3 + S2 producen el pilotaje del lado izquierdo de 0V3; se invierte 0V3, ya que e4 no está activada, pues 2S1 está en posición contraria a dibujo.
- Se activa S3 y simultáneamente se invierte a posición de dibujo 0V2, ya que el pilotaje del lado izquierdo 0V2 se habrá eliminado anteriormente cuando S1 se haya desactivado; se desactiva S2 a través de 0V2 y 0V3.

No nos extendemos con la totalidad de los casos pues el lector podrá hacerlo de manera análoga a lo acabado de exponer.

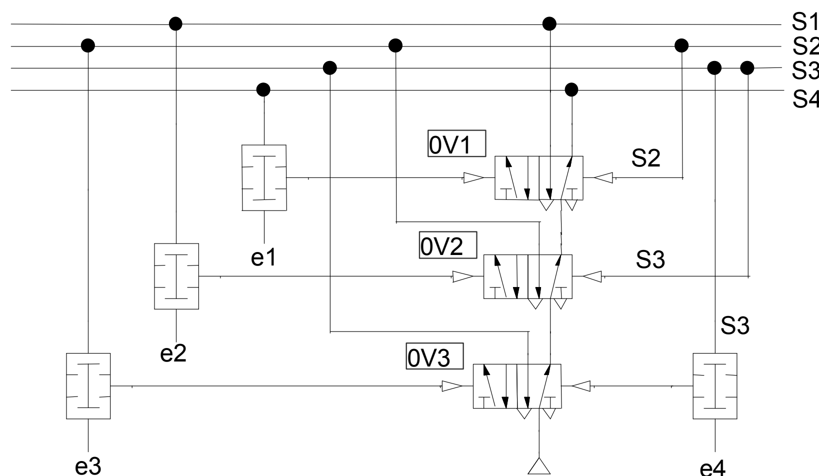


Figura 5-25. Resolución en cascada.

El montaje en cascada tiene varios inconvenientes, en primer lugar el número de elementos a utilizar es sensiblemente mayor que el usado en la solución meramente intuitiva (figura 5-22). Además, como para todas las señales de mando, solo se dispone de una entrada de presión, el aire debe recorrer varias válvulas hasta realizar su trabajo, con lo que la perdida de presión es considerable y la rapidez del mando se resiente. Por ello no se recomienda utilizar este método para más de 4 líneas.

El método explicado se puede simplificar notablemente. Para ello se han de seguir los pasos siguientes. En primer lugar se parte de la secuencia del proceso, en nuestro ejemplo: 1A+ 2A+ 2A- 1A-. A continuación se divide dicha secuencia en grupos, de forma que una orden de

maniobra, salida o entrada, para un mismo cilindro, debe de aparecer solo una vez en cada uno de los grupos.

De esta forma, en nuestro ejemplo, la secuencia quedará divida así:

GRUPO 1: 1A+ 2A+

GRUPO 2: 2A- 1A-

Para cada grupo hará falta una salida, en este caso 2, por lo tanto bastará con una única válvula conmutadora. En el movimiento que separa ambos grupos, entre 2A+ y 2A-, habrá que conmutar la válvula; en el resto de movimientos se podrán pilotar directamente las válvulas de gobierno. (figura 5-26).

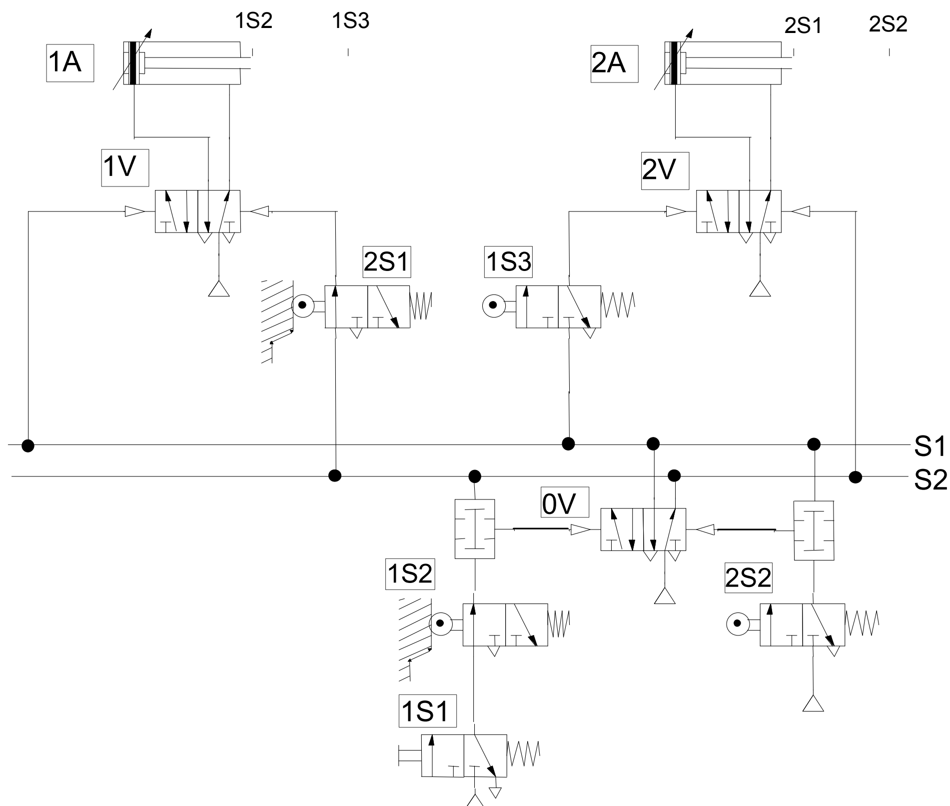


Figura 5-26. Resolución en cascada con menos líneas.

5.7.1 Marcado de piezas

Se trata de una máquina especial que tiene como finalidad marcar piezas, su alimentación se efectúa por gravedad, siendo empujadas contra un tope y sujetadas mediante el cilindro 1A, marcadas mediante el cilindro 2A y expulsadas mediante el cilindro 3A (figura 5-27).

El desarrollo de las fases ha de realizarse automáticamente con la posibilidad de elección entre ciclo único y ciclo continuo. La puesta en marcha se efectuará a través de un pulsador.

Un final de carrera detectará la existencia de piezas en el depósito. Cuando ya no hay piezas en el depósito, debe pararse la máquina en la posición inicial y quedar bloqueada hasta una nueva puesta en marcha.

Después del accionamiento del pulsador de paro de emergencia han de retornar los émbolos de los cilindros de inmediato a la posición inicial.

La secuencia de los cilindros del proceso es la que se puede apreciar en el diagrama espacio fase, es decir: 1A+ 2A+ 2A- 1A- 3A+ 3A-.

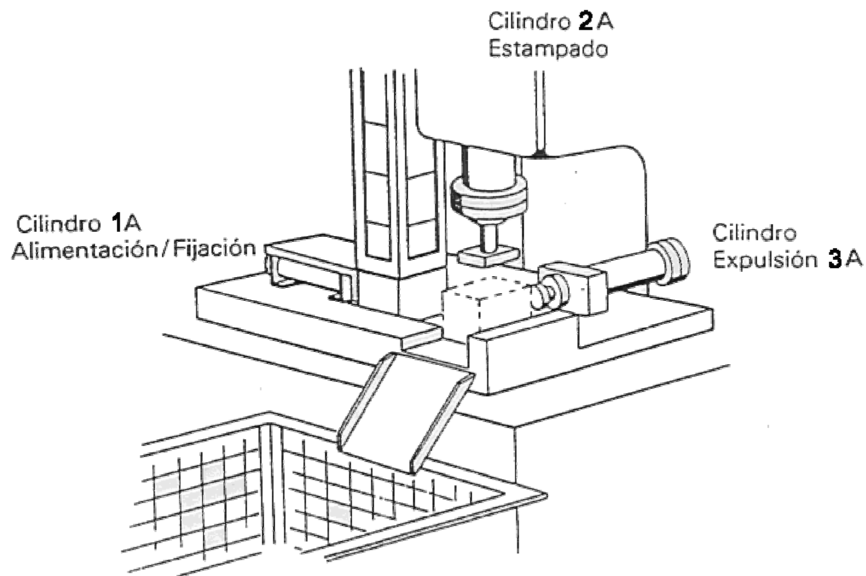
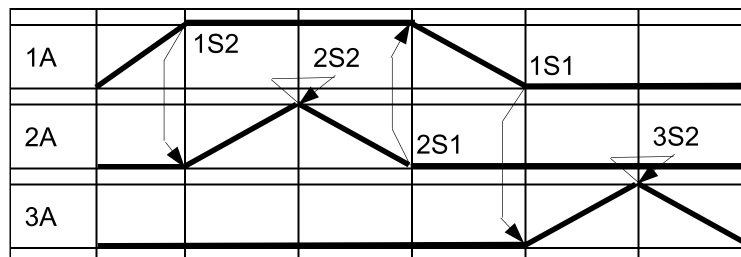


Figura 5-27. Esquema del proceso de marcado de piezas.

DIAGRAMA ESPACIO-FASE



Si se comienza con la elaboración del esquema funcional del circuito, se tienen de inicio los tres actuadores con sus respectivas válvulas de gobierno y sus respectivos elementos de señal o sensores, principio y final de carrera. (figura 5-28).

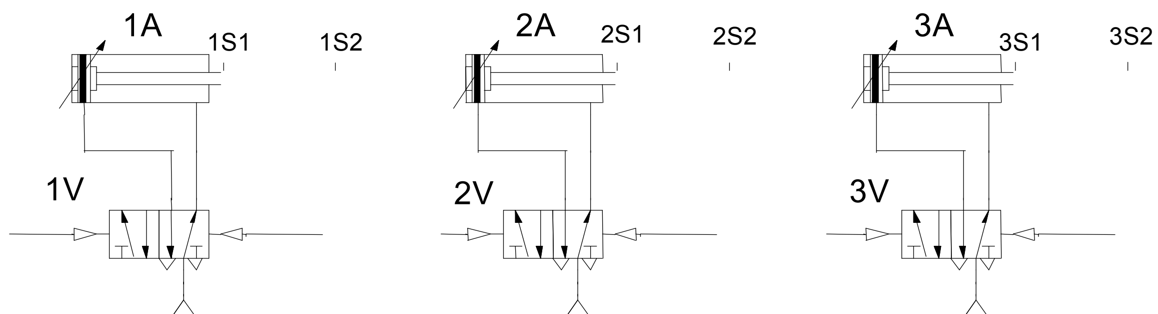


Figura 5-28.

La secuencia dividida en grupos resulta:

GRUPO 1: 1A+ 2A+

GRUPO 2: 2A- 1A- 3A+

GRUPO 3: 3A-

Así pues se necesitan 3 líneas de salida en el montaje en cascada, una para cada uno de los grupos y las válvulas conmutadoras. Dentro de cada grupo se disponen los elementos de señal correspondientes para terminar la secuencia correspondiente a cada grupo. Es decir, tomando la primera línea correspondiente al primer grupo, se puede conectar a ella el elemento 1S2 para que quede definida la secuencia 1A+, 2A+ (figura 5-29).

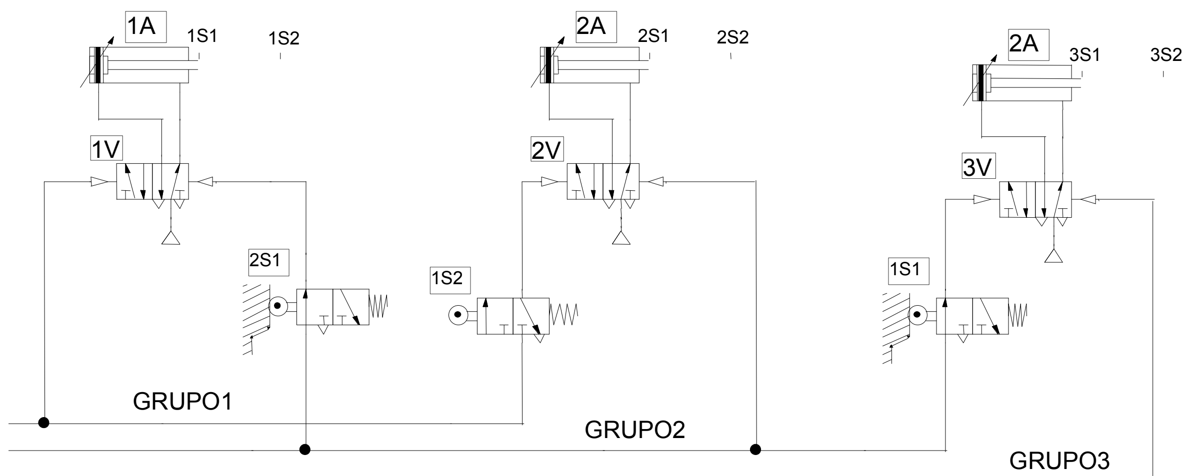


Figura 5-29. Circuito neumático.

Seguidamente se define la colocación de las dos válvulas conmutadoras en cascada (figura 5-30).

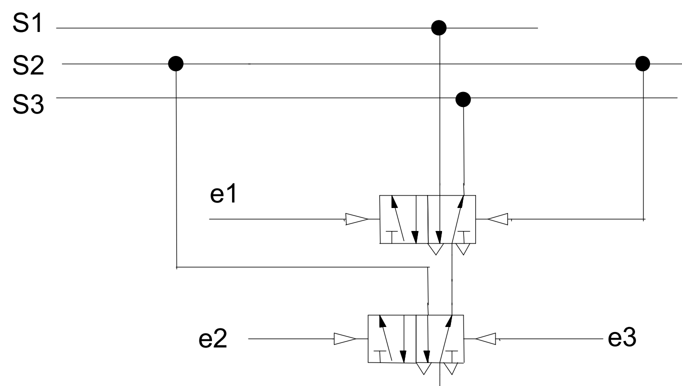


Figura 5-30. Disposición de válvulas conmutadoras.

Finalmente se definen los elementos de entrada a cada bloque *"en cascada",* que son las señales que son activadas al final de cada grupo en que se ha divido la secuencia. Es decir, e_1 es el pulsador de marcha, e_2 el del final de carrera que se activa al concluir el grupo1 (2S2) y e_3 es el

que se activa al final del grupo 2 (3S2). Como es preceptivo dichos elementos de señal se deben alimentar del aire proveniente del grupo de secuencia anterior (e_1 de S3, e_2 de S1 y e_3 de S2).

Después de incluir los elementos adicionales para el paro de emergencia el esquema será el de la figura 5-31.

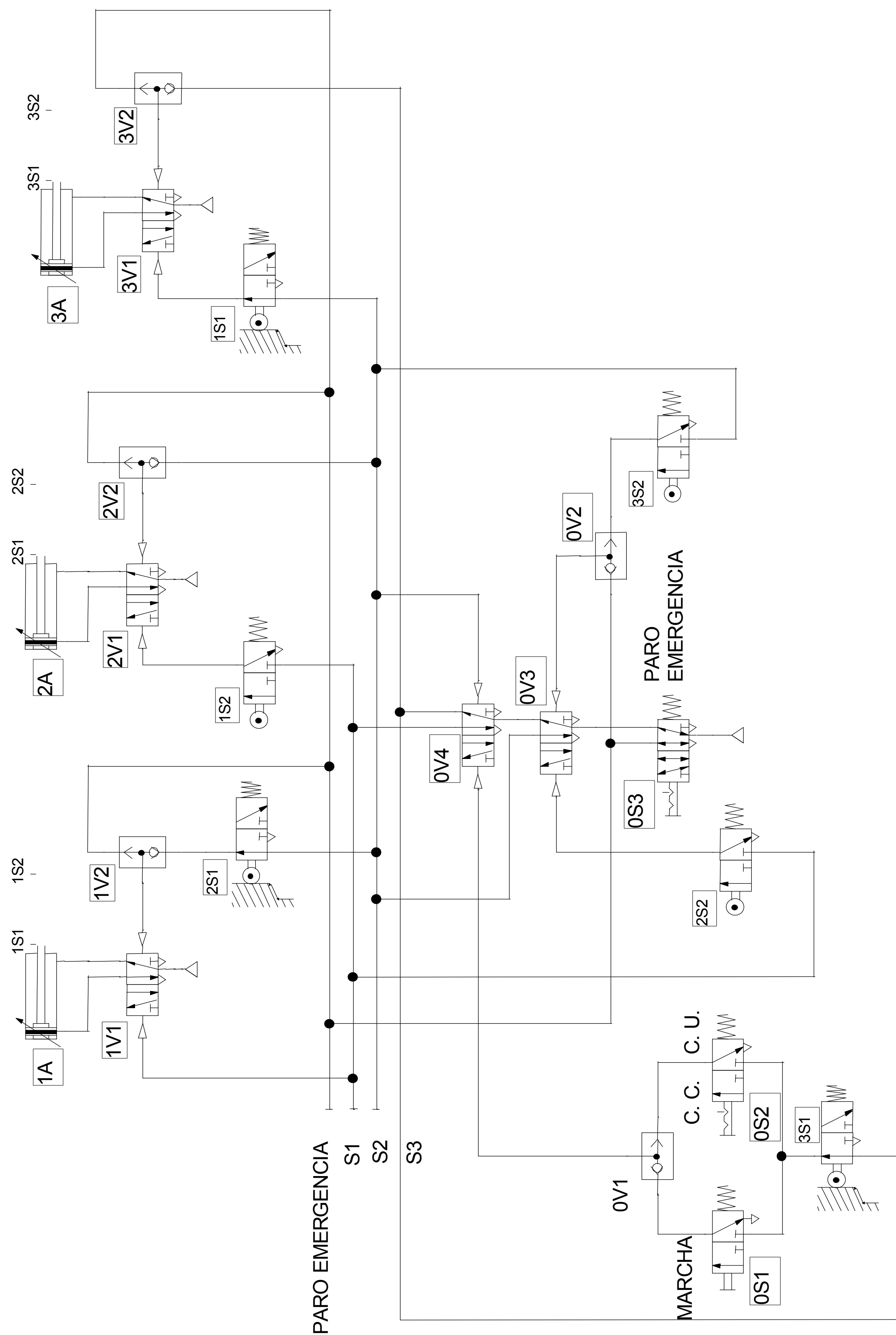


Figura 5-31. Esquema funcional del circuito neumático para el marcado de piezas.

6. Electroneumática.

6.1 Introducción

La neumática básica o pura, como se ha explicado en los capítulos precedentes, produce la fuerza mediante los actuadores o motores neumáticos, lineales o rotativos, pero además el gobierno de éstos y la introducción de señales, fines de carrera, sensores y captadores, se efectúa mediante válvulas exclusivamente neumáticas, es decir el mando, la regulación y la automatización se realiza de manera totalmente neumática.

Pues bien, esta manera de proceder se reserva a circuitos neumáticos muy sencillos y a casos en que, por cuestiones de seguridad, no se pueden admitir elementos eléctricos.

En la electroneumática los actuadores siguen siendo neumáticos, los mismos que en la neumática básica, pero las válvulas de gobierno mandadas neumáticamente son sustituidas por electroválvulas activadas con electroimanes en lugar de pilotadas con aire comprimido. Las electroválvulas son convertidores electroneumáticos que transforman una señal eléctrica en una actuación neumática. Por otra parte los sensores, fines de carrera y captadores de información son elementos eléctricos, con lo que la regulación y la automatización son, por tanto, eléctricas o electrónicas.

Las ventajas de la electroneumática sobre la neumática pura son obvias y se concretan en la capacidad que tienen la electricidad y la electrónica para emitir, combinar, transportar y secuenciar señales, que las hacen extraordinariamente idóneas para cumplir tales fines. Se suele decir que la neumática es la fuerza y la electricidad los nervios del sistema.

Teniendo en cuenta lo anterior se puede definir la electroneumática como la tecnología que trata sobre la producción y transmisión de movimientos y esfuerzos mediante el aire comprimido y su control por medios eléctricos y electrónicos.

La electroneumática es un paso intermedio entre la neumática básica y los autómatas programables que se estudian más adelante, donde éstos por sí solos controlan el sistema con las ventajas singulares que conllevan.

No es estrictamente necesario saber electricidad y electrónica para entender la electroneumática, pues basta tomar los elementos eléctricos como cajas negras, de los que se conoce que con unos determinados estímulos proporciona unas respuestas concretas, es decir que ciertas entradas producen tales salidas. Sin embargo saber electricidad y electrónica es extraordinariamente útil pues la electroneumática es una simbiosis donde se mezcla la neumática y la automática, con cierta preponderancia de ésta sobre aquella.

En la electroneumática la energía eléctrica (energía de mando y de trabajo) es introducida, procesada y cursada por elementos muy determinados. Por razones de simplicidad y vistosidad

estos elementos figuran en los esquemas como símbolos que facilitan el diseño, la instalación y el mantenimiento.

Pero no es suficiente sólo la comprensión de los símbolos existentes en los esquemas de los circuitos electroneumáticos y el funcionamiento de los elementos que en él figuran para garantizar el correcto dimensionado de mandos y la rápida localización de errores o anomalías cuando aparecen, sino que el especialista en mandos debe conocer también las cuestiones y elementos más importantes y usuales de la electricidad y la electrónica.

Un sistema electroneumático consta de un circuito neumático simple y en paralelo circuitos eléctricos, en ocasiones bastante complejos, donde tiene una gran importancia la forma de representación de cada elemento. El circuito eléctrico está formado por:

- Elementos eléctricos para la entrada de señales
- Elementos eléctricos o electrónicos para el procesamiento de señales

6.2 Entradas de señal

Estos elementos tienen el cometido de introducir las señales eléctricas procedentes de diferentes puntos con distintos tipos y tiempos de accionamiento. Cuando el control de tales elementos sucede por la unión de contactos eléctricos, se habla de mando por contacto, en caso contrario de mando sin contacto o electrónico. En cuanto a la función se distingue entre los de contacto de cierre, de apertura y de conmutación. El contacto de cierre tiene el cometido de cerrar un circuito, el de apertura ha de abrirlo y el de conmutación abre y cierra dos circuitos respectivamente. En la figura 6-1 se indican sus respectivos símbolos de representación. Obsérvese la numeración de los contactos.

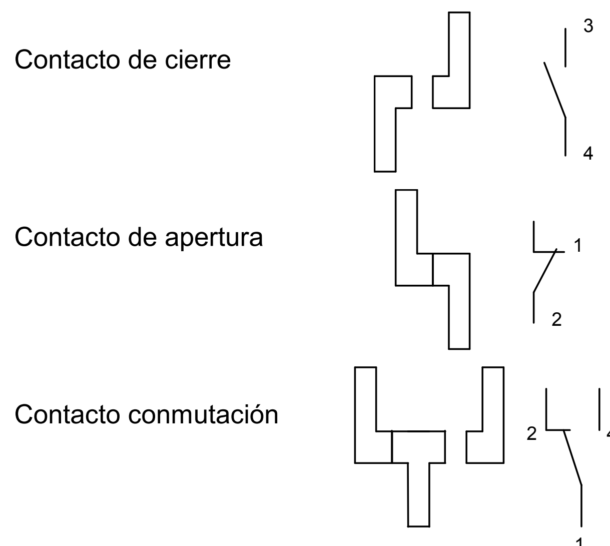


Figura 6-1. Símbolos de representación de las entradas de señal.

El contacto de conmutación es un ensamblaje constructivo de contacto de cierre y de apertura. Ambos contactos tienen un elemento móvil de conexión. Este elemento de conexión, en posición de reposo tiene contacto siempre sólo con una conexión.

El accionamiento de estos elementos puede tener lugar manual o mecánicamente o bien por mando a distancia, con energía de mando eléctrica o neumática.

La introducción de la señal puede hacerse con pulsador o con interruptor. El pulsador (figura 6-2) realiza una determinada conexión solamente mientras existe el accionamiento del mismo. Al soltarlo vuelve a ocupar la posición inicial. Sustituye a las válvulas neumáticas con reposición por muelle o monoestables.

El interruptor también realiza una determinada conexión, pero para mantener dicha posición no hace falta un accionamiento continuo porque incorpora un enclavamiento mecánico que lo mantiene en esa posición. Sólo por un nuevo accionamiento regresa a la posición inicial. Se corresponde con las válvulas neumáticas biestables.

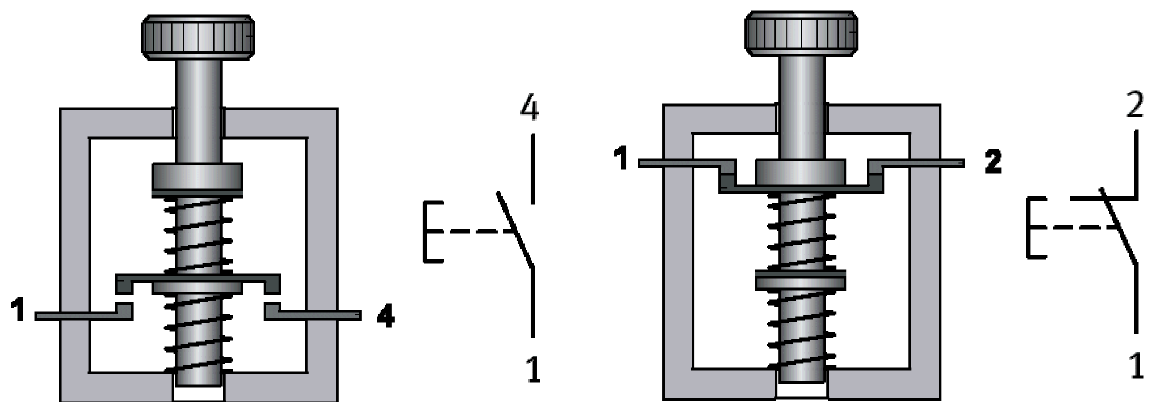


Figura 6-2 Pulsadores normalmente abierto y normalmente cerrado

La figura 6-2 muestra un pulsador con contacto de cierre y otro con contacto de apertura, lo que en neumática se denominaba normalmente abierto y normalmente cerrado respectivamente. Al accionar el pulsador, actúa el elemento móvil de conexión en contra de la fuerza del muelle, uniendo los contactos (contacto de cierre) o separándolos (contacto de apertura). Haciendo esto el circuito queda cerrado o interrumpido. Al soltar el pulsador se vuelve a la posición inicial gracias al muelle.

En la figura 6-3, ambas funciones, es decir contacto de cierre y de apertura, están ubicadas en un solo cuerpo, es un contacto de conmutación. Accionando el pulsador queda libre un circuito mientras se cierra el otro. Soltando el pulsador el muelle lleva los elementos de conexión a la posición inicial, invirtiendo los contactos.

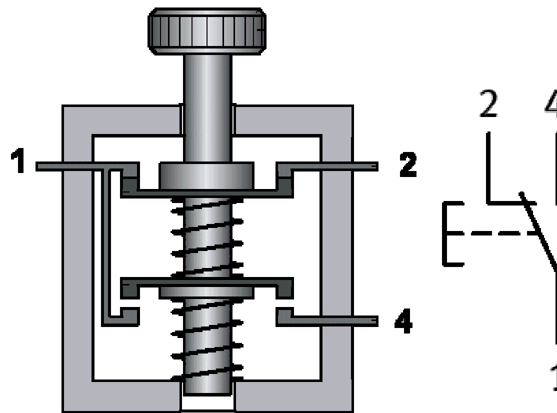


Figura 6-3. Pulsador con contacto de conmutación.

Los pulsadores o interruptores son necesarios en todos aquellos casos donde han de comenzar ciclos de trabajo o deban alcanzarse determinados desarrollos funcionales por la introducción de señales o donde haga falta un accionamiento continuo por razones de seguridad. En la realización de un circuito juega un papel importante la elección de estos elementos, ya sea como contacto de cierre o de apertura o contacto de cierre y apertura juntos.

Las industrias eléctricas ofrecen los más diversos pulsadores, interruptores y conmutadores. Un único elemento puede estar equipado también con varios contactos, por ejemplo 2 contactos de cierre y 2 de apertura. A menudo los pulsadores vienen equipados con una lámpara de señal.

La parte frontal de los interruptores debe reflejar la posición del contacto, es usual hacerlo como sigue:

CONECTADO | (raya)

DESCONECTADO **O** (circulo)

o con las palabras CON, DES / SUBIR, BAJAR.

Este símbolo puede encontrarse al lado o sobre los botones.

Si la interrupción se realiza con botones:

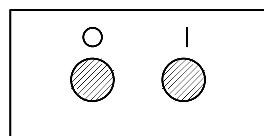


Figura 6-4

En botones adyacentes, el botón de desconexión está situado siempre a la izquierda.

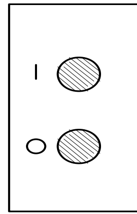


Figura 6-5

En botones subyacentes, el botón de desconexión está situado siempre abajo.

El marcaje en color de los botones no está prescrito, pero si se efectúa un marcaje en color, el botón de peligro, por lo general el botón de desconexión, está marcado en rojo.

La diferencia en los símbolos entre un pulsador y un interruptor consiste en que en el interruptor la línea de trazos que acciona el contacto aparece quebrada como en el caso de los enclavamientos vistos en los símbolos neumáticos (figura 6-6).

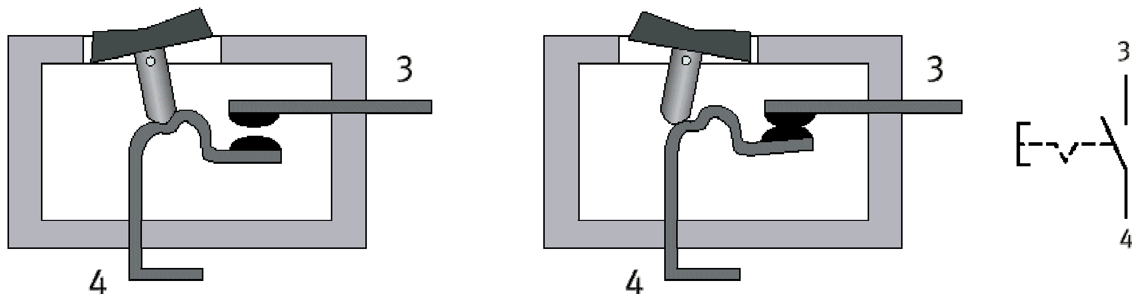


Figura 6-6. Interruptor basculante.

6.3 Finales de carrera

Cuando un vástago de un cilindro o bien una determinada pieza movida por él alcanzan una determinada posición, normalmente su fin de carrera, anterior o posterior, activan frecuentemente un elemento, denominado final de carrera que a su vez actuará sobre otro elemento. Estos finales de carrera pueden activarse por contacto mediante una actuación mecánica o bien sin contacto con otros medios.

En la elección de tales elementos introductores de señales es preciso atender especialmente la solicitación mecánica, la seguridad de contacto y la exactitud del punto de conmutación.

En su ejecución normal estos interruptores de fin de carrera son conmutadores. En ejecución especial son posibles otras combinaciones de conexión.

Los finales de carrera se distinguen también según la introducción de contactos: Contacto lento o contacto rápido. En el contacto lento, la velocidad de apertura o cierre de los contactos es idéntica a la del accionamiento del pulsador (apropiado para bajas velocidades de acceso). En el contacto rápido no tiene importancia la velocidad de acceso, ya que en un punto muy determinado, el conmutado tiene lugar bruscamente. Para el montaje y el accionamiento de los finales de carrera hay que fijarse en las indicaciones del fabricante.

6.3.1 Finales de carrera mecánicos

El accionamiento del final de carrera se realiza por una pieza sobre un taqué, leva, palanca, rodillo, rodillo articulado o elemento similar. En la figura 6-7 se observa un ejemplo.

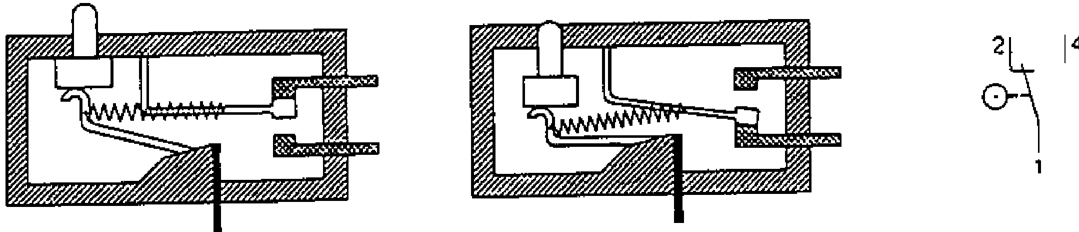


Figura 6-7. Final de carrera mecánico.

6.3.2 Finales de carrera sin contacto.

Pueden ser magnéticos, inductivos, capacitivos y ópticos. La conexión puede ser de dos o tres hilos. Dentro de las conexiones de 3 hilos podemos distinguir dos tipos de sensores: PNP o NPN, según su composición electrónica. Para su conexión basta con tener en cuenta la forma de conexionado que será según la figura 6-8. En las versiones de 2 hilos el cable marrón se conecta a 24V+ mientras que el azul o negro va conectado a la carga (relé, entrada del autómata, etc.). El símbolo es el representado en la figura.

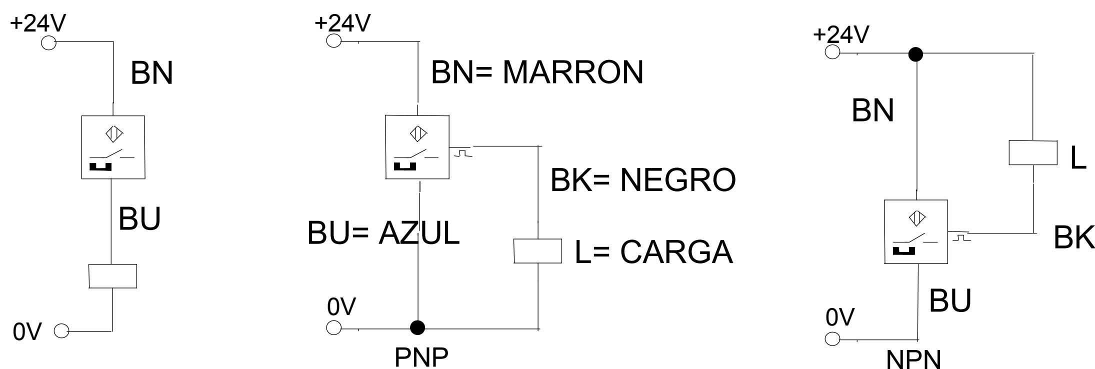


Figura 6-8. Detector magnético de 2 hilos (izquierda) y 3 hilos (tipo PNP centro, NPN derecha).

CONTACTO MAGNETOSENSIBLE (TIPO REED)

Los finales de carrera sin contacto se pueden accionar magnéticamente. Son especialmente ventajosos cuando hace falta un alto número de maniobras. También encuentran aplicación cuando no existe sitio para el montaje de un interruptor final mecánico o cuando lo exigen determinadas influencias ambientales (polvo, arena, humedad).

En un bloque de resina sintética están inyectados dos contactos, junto con un tubito de vidrio lleno de gas protector. Por la proximidad de un émbolo u otro elemento con un imán permanente, los extremos de las lengüetas solapadas de contacto se atraen y conectan (figura 6-9). El alejamiento del imán produce la separación de las lengüetas de contacto. Obviamente se podría alojar un contacto de apertura o un conmutador.

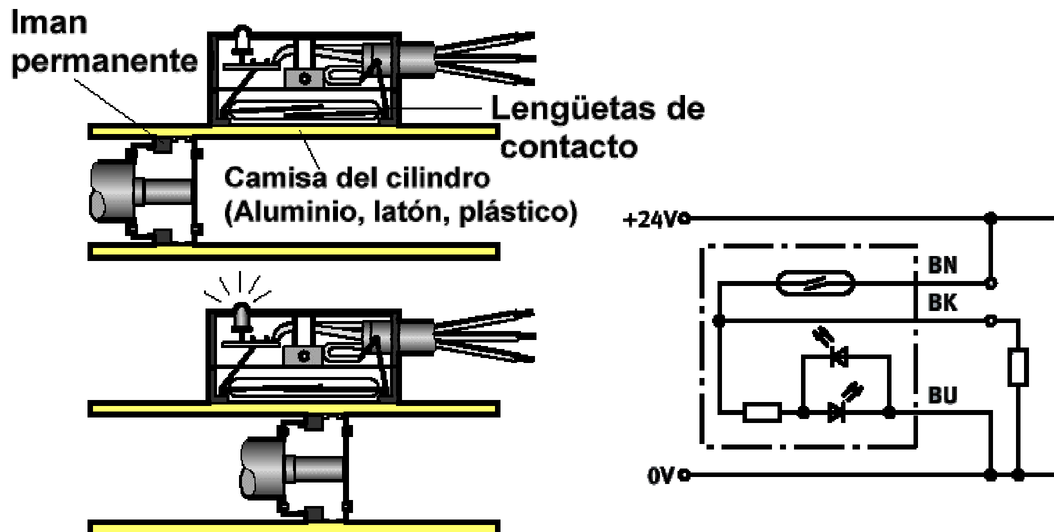


Figura 6-9. Finales de carrera magnéticos.

Los cilindros con interruptores de proximidad de accionamiento magnético no deben montarse en lugares con fuertes campos magnéticos (p. ej. máquinas de soldadura por resistencia). Por otra parte no todos los cilindros son aptos para la aplicación de estos finales de carrera sin contacto.

Los relés con los contactos en gas protector tienen una larga duración y están exentos de mantenimiento. Sus tiempos de conmutación son cortos (0,2 ms aprox.). El máximo número de maniobras por segundo es de unas 400. No obstante, la sensibilidad de respuesta alcanzable está limitada por su construcción.

6.4 Sensores de proximidad

Son sensores que se emplean de forma genérica para la detección de la presencia de material. En neumática y oleohidráulica suelen ser utilizados como fin de carrera de los vástagos de los cilindros. Envían una señal eléctrica, normalmente de 24 V de corriente continua cuando detectan algún material en su proximidad.

Los tres tipos básicos son: inductivos, capacitivos y ópticos.

6.4.1 Sensores inductivos

Son sensores que advierten la presencia de un material metálico. Los componentes más importantes de un sensor de proximidad inductivo son un oscilador (circuito resonante LC), un rectificador demodulador, un amplificador biestable y una etapa de salida (figura 6-10).

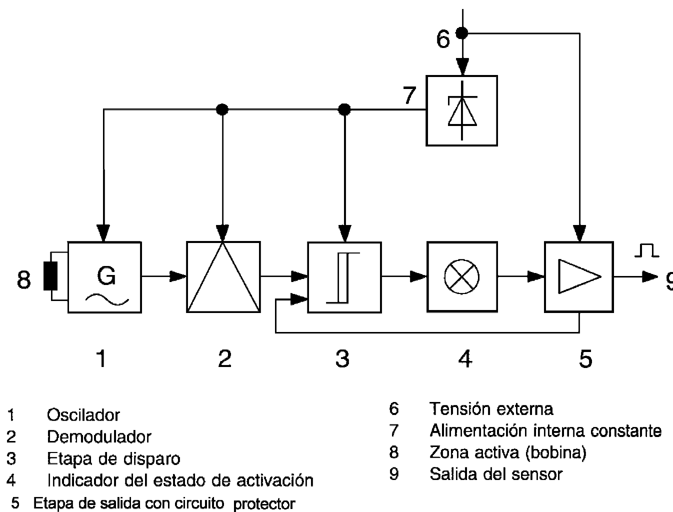


Figura 6-10. Diagrama de bloques de un sensor inductivo.

El campo magnético, que es dirigido hacia el exterior, es generado por medio del núcleo de ferrita semiabierto de una bobina osciladora y de un apantallado adicional. Esto crea un área limitada a lo largo de la superficie activa del sensor de proximidad inductivo, la cual se conoce como zona activa de conmutación.

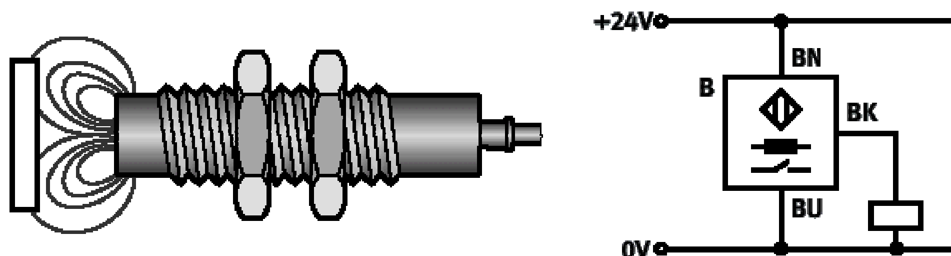


Figura 6-11. Sensor inductivo.

Por medio de los sensores de proximidad inductivos, solo pueden detectarse materiales conductores de electricidad.

Dependiendo del tipo de conmutación (normalmente cerrado o normalmente abierto), la etapa final es conectada o interrumpida si se presenta un objeto metálico en la zona activa de conmutación. La distancia del área activa, donde se produce un cambio en la señal de salida, se conoce como distancia de conmutación. Por ello, un criterio importante para seleccionar los sensores de proximidad inductivos es el tamaño de la bobina incorporada en la cabeza del sensor. Cuanto más grande sea la bobina, mayor será la distancia de conmutación activa. Pueden alcanzarse distancias de hasta 250 mm.

Así mismo, la utilización de diferentes materiales conduce a una reducción de la distancia de conmutación efectiva. En la tabla 6-1 inferior, se indican los factores de reducción para diferentes materiales.

Material	**Factor de reducción**
Acero dulce	1.0
Níquel cromo	0.70 - 0.90
Latón	0.35 - 0.50
Aluminio	0.35 - 0.50
Cobre	0.25 - 0.40

Tabla 6-1. Valores indicativos para el factor de reducción.

La tabla indica que las mayores distancias de detección se alcanzan con materiales magnéticos. Las distancias alcanzadas con materiales no magnéticos (latón, aluminio, cobre) son netamente inferiores.

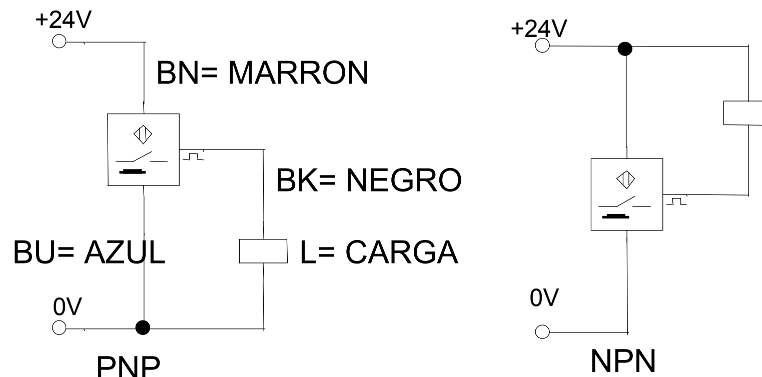


Figura 6-12. Símbolo de un sensor inductivo. A la derecha conexión PNP y a la izda. NPN.

La designación de las conexiones de los sensores de proximidad inductivos están estandarizadas. El símbolo se puede ver en la figura 6-12 con las conexiones correspondientes según sea del tipo PNP o NPN.

Muchos de los sensores de proximidad inductivos que se ofrecen actualmente en el mercado tienen las siguientes características de protección para garantizar un manejo sencillo y un funcionamiento seguro:

- Protección contra polaridad inversa (contra daños causados como resultado de invertir las conexiones)
- Protección contra cortocircuito (protege el cortocircuito de la salida contra el contacto tierra)
- Protección contra picos de tensión (contra sobretensiones transitorias)

- Protección contra rotura de cable (la salida se bloquea si la línea de alimentación se desconecta).

6.4.2 Sensores capacitivos

Estos sensores detectan la presencia de cualquier material. El principio de funcionamiento de un sensor de proximidad capacitivo, está basado en la medición de los cambios de capacitancia eléctrica de un condensador en un circuito resonante RC, ante la aproximación de cualquier material. Además se componen igual que en el caso del inductivo de un rectificador demodulador, un amplificador biestable y una etapa de salida (figura 6-13).

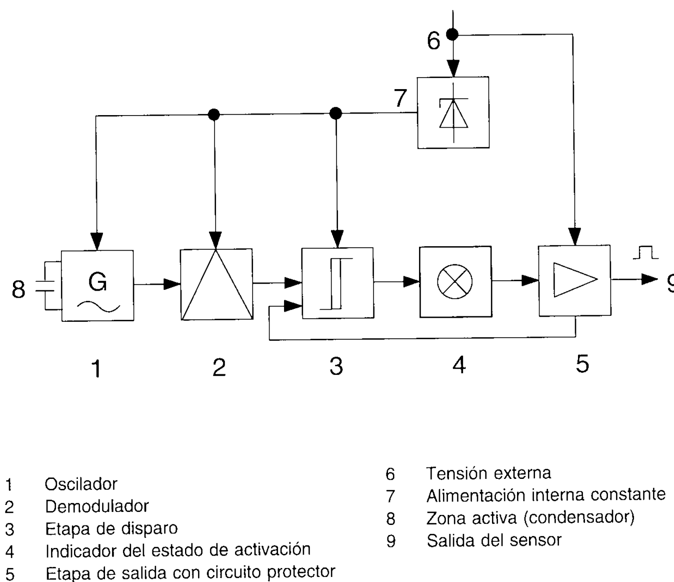


Figura 6-13. Diagrama de bloques de un sensor capacitivo.

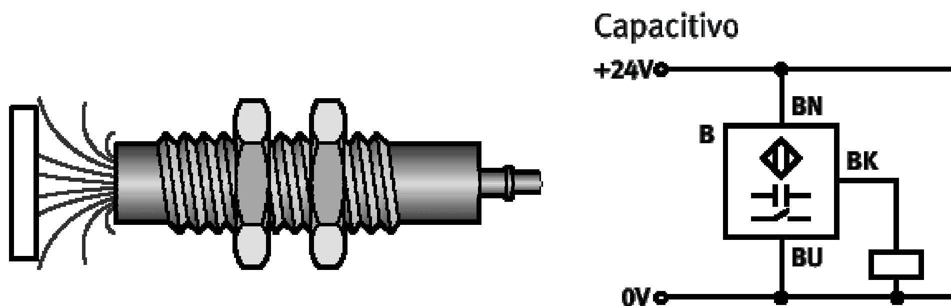


Figura 6-14 Sensor capacitivo

En un sensor de proximidad capacitivo, entre un electrodo "activo" y uno puesto a tierra, se crea un campo electrostático disperso. Generalmente también se halla presente un tercer electrodo para compensación de las influencias que pueda ocasionar la humedad en el sensor de proximidad.

Si un objeto o un medio (metal, plástico, vidrio, madera, agua), irrumpe en la zona activa de conmutación, la capacitancia del circuito resonante se altera.

Este cambio en la capacitancia depende esencialmente de los siguientes parámetros: la distancia entre el medio y la superficie activa, las dimensiones del medio y su constante dieléctrica.

La sensibilidad (distancia de detección) de la mayoría de los sensores de proximidad capacitivos puede ajustarse por medio de un potenciómetro. De esta forma es posible eliminar la detección de ciertos medios. Por ejemplo, es posible determinar el nivel de un líquido a través de la pared de vidrio de su recipiente.

La máxima distancia de detección de un sensor de proximidad capacitivo viene determinada por medio de una placa de metal puesta a tierra. La tabla 6-2 muestra las variaciones de las distancias del punto de conmutación con respecto a diferentes materiales. La máxima distancia de conmutación que puede obtenerse en los sensores de proximidad capacitivos industriales es de unos 60 mm.

Grueso del material	**Distancia de conmutación**
1.5 mm	—
3.0 mm	0.2 mm
4.5 mm	1.0 mm
6.0 mm	2.0 mm
7.5 mm	2.3 mm
9.0 mm	2.5 mm
10.5 mm	2.5 mm

Tabla 6-2. Variación de la distancia de conmutación en función del grueso del material, utilizando una tira de cartón de 30 mm.

Con sensores de proximidad capacitivos, debe observarse que la distancia de conmutación es una función resultante del tipo, longitud lateral y grosor del material utilizado. Muchos metales producen aproximadamente el mismo valor. A continuación se indican valores para diferentes tipos de materiales.

Material	**Factor de reducción**
Todos los metales	1.0
Agua	1.0
Vidrio	0.3-0.5
Plástico	0.3-0.6
Cartón	0.3-0.5
Madera (depende de la humedad)	0.2-0.7
Aceite	0.1-0.3

Tabla 6-3. Valores indicados para el factor de reducción.

Debido a esta propiedad de reaccionar ante una amplia gama de materiales, el sensor de proximidad capacitivo es más universal en aplicaciones que el sensor de proximidad inductivo. Por

otro lado, los sensores de proximidad capacitivos son sensibles a los efectos de la humedad en la zona activa de detección. Muchos fabricantes utilizan un electrodo auxiliar para compensar los efectos de la humedad, rocío o hielo, reduciendo así estas perturbaciones.

Por razones de coste, en la detección de objetos metálicos se prefieren generalmente los sensores de proximidad inductivos a los capacitivos

En la detección de objetos no metálicos, también compiten como alternativa viable los sensores de proximidad ópticos

Los sensores de proximidad capacitivos son adecuados, por ejemplo, para supervisar los niveles de llenado en contenedores de almacenamiento. Otras áreas de aplicación incluyen la detección de materiales no metálicos. Los objetos de goma, cuero, plástico y otros materiales, son difíciles de detectar por sensores ópticos de reflexión directa y, en según que aplicaciones, la utilización de sensores ultrasónicos puede resultar excesivamente costosa. En todo caso dirigimos al lector a la bibliografía o a los catálogos comerciales específicos.

6.4.3 Sensores ópticos

Los sensores de proximidad ópticos utilizan medios ópticos y electrónicos para la detección de objetos. Para ello se utiliza luz roja o infrarroja. Los diodos semiconductores emisores de luz (LEDs) son una fuente particularmente fiable de luz roja e infrarroja. Son pequeños y robustos, tienen una larga vida útil y pueden modularse fácilmente. Los fotodiodos y fototransistores se utilizan como elementos receptores. Cuando se ajusta un sensor de proximidad óptico, la luz roja tiene la ventaja frente a la infrarroja de que es visible. Además pueden utilizarse fácilmente cables de fibra óptica de polímero en la longitud de onda del rojo, dada su baja atenuación de la luz. La luz infrarroja (invisible) se utiliza en ocasiones en las que se requieren mayores prestaciones, por ejemplo, para cubrir mayores distancias. Además, la luz infrarroja es menos susceptible a las interferencias (luz ambiental) (figura 6-15).

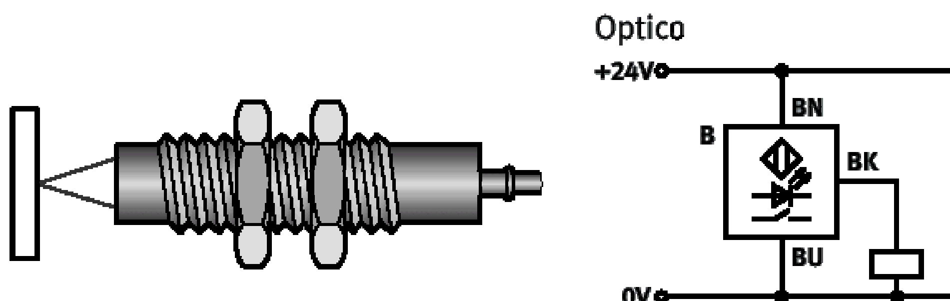


Figura 6-15. Sensor óptico.

Los sensores de proximidad ópticos consisten básicamente en dos partes principales: el emisor y el receptor. El emisor y el receptor pueden hallarse instalados en un cuerpo común (sensores de reflexión directa y de retrorreflexión), o en cuerpos separados (sensores de barrera). Los sensores de barrera se componen de un emisor y un receptor. Los sensores de retroreflexión

necesitan reflejar el rayo de luz en un retrorreflector (“*espejo*”). Los sensores de reflexión directa reflejan el rayo en el objeto a detectar, por lo tanto no se podrán utilizar con elementos de baja reflexión (plástico negro mate, goma negra, materiales oscuros con superficies rugosas). La simbología de estos sensores se puede observar en la figura 6-15. Normalmente envían señal cuando un objeto interrumpe el rayo de luz entre el emisor y el receptor (retorreflexión o barrera) o cuando un cuerpo refleja el rayo (reflexión directa).

6.5 Convertidor de señal neumático – eléctrico

El convertidor neumático – eléctrico transforma una señal neumática en otra eléctrica (figura 6-16). Con frecuencia recibe el nombre de presostato cuando la presión es por encima de la atmosférica y vacuostato cuando la presión es por debajo de la atmosférica. El funcionamiento es simple: cuando la fuerza de presión vence la fuerza del muelle tarado mediante un tornillo, se realiza un contacto eléctrico.

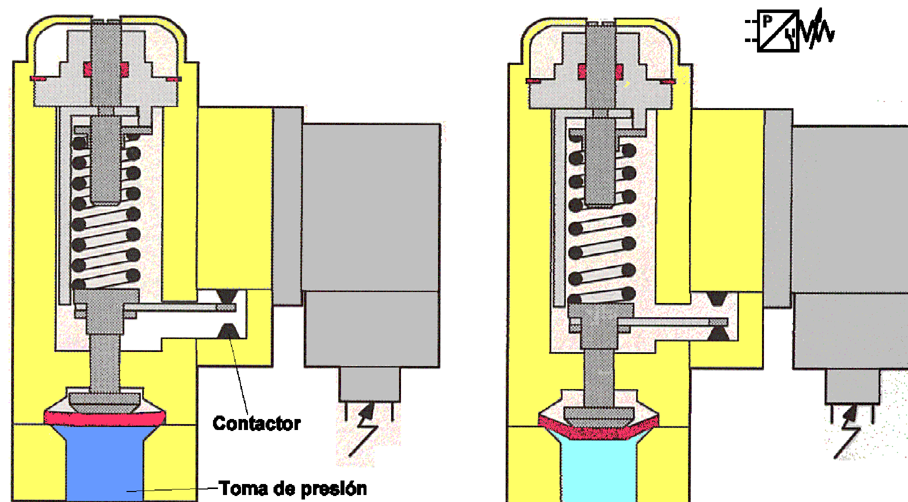


Figura 6-16. Convertidor neumático – eléctrico.

6.6 Relés

Antes se utilizaba el relé principalmente como amplificador en la telecomunicación. Hoy en día se recurre a los relés para cometidos de mando o regulación en máquinas e instalaciones. En la práctica los relés satisfacen determinadas exigencias, como:

- Fácil mantenimiento.
- Alta frecuencia de conexiones.
- Conexión tanto de muy pequeñas, como también de relativamente altas intensidades y tensiones.
- Alta velocidad funcional, es decir tiempos de conmutación cortos.

Los relés son elementos que conectan y mandan con un coste energético relativamente bajo; se aplican preferentemente al procesamiento de señales. El relé se puede contemplar como un interruptor accionado electromagnéticamente, para determinadas potencias de ruptura.

En la práctica existen múltiples y diferentes tipos de relés, sin embargo el principio de funcionamiento es idéntico en todos los casos.

Aplicando tensión a la bobina (entre A1 y A2), circula corriente eléctrica por el enrollamiento (5) y se crea un campo magnético, por lo que la armadura (3) es atraída al núcleo (7) de la bobina. Dicha armadura, a su vez, está unida mecánicamente a los contactos (1, 2, 4), que se abren o cierran. Esta posición de conexión durará, mientras esté aplicada la tensión, una vez eliminada se desplaza la armadura a la posición inicial, debido a la fuerza del resorte (6).

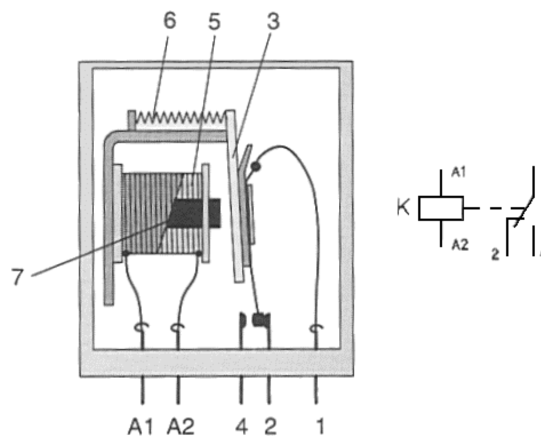


Figura 6-17. Corte de un relé

En la práctica se utilizan símbolos para los relés, para facilitar mediante una representación sencilla la lectura de esquemas de circuitos.

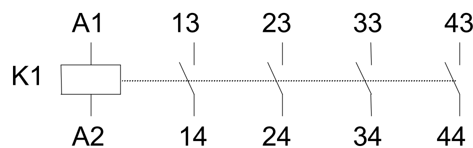


Figura 6-18.

El relé se denomina K1,siendo sus conexiones A1 y A2 .El relé esquematizado tiene 4 contactos de cierre, la figura 6-18 lo muestra claramente.

Con relación a la numeración de los contactos que arrastra el relé la primera cifra es una numeración continua de los contactos. La segunda cifra, en el presente ejemplo, siempre 3 4, indica que se trata de un contacto de cierre (figura 6-18).

En la figura 6-19 se trata de un relé también con 4 contactos, pero esta vez de apertura. También aquí se efectúa la numeración continua de la primera cifra, la segunda 1 y 2 indica que se trata de contactos de apertura.

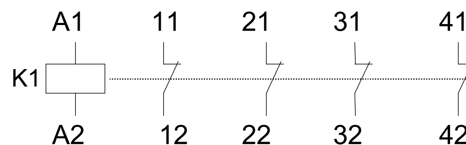


Figura 6-19.

Cuando hacen falta contactos distintos, se emplean relés con contactos de apertura, de cierre o de conmutación en un mismo elemento. La designación numérica es una gran ayuda en la práctica ya que facilita considerablemente la conexión de relés (figura 6-20).

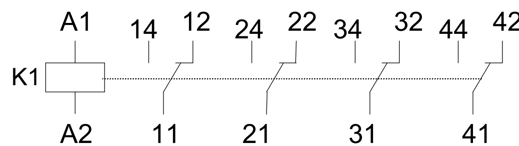


Figura 6-20

Existen razones de peso para que el relé tenga todavía su sitio en el mercado, pese a la era electrónica, ya que posee las siguientes ventajas:

- Adaptación fácil para diferentes tensiones de servicio.
- Térmicamente independientes frente a su entorno. Trabajan con seguridad entre 40ºC y 80ºC.
- Resistencia relativamente alta entre los contactos de trabajo desconectados.
- Permite la conexión de varios circuitos independientes.
- Existe una separación galvánica entre el circuito de mando y el circuito principal.

Dado que todas estas características positivas son deseables en la práctica, el relé ocupa, como elemento de conexión en electrotecnia, un sitio importante. No obstante, el relé, como todo elemento, tiene sus inconvenientes

- Abrasión de los contactos de trabajo por arco voltaico y también oxidación de los mismos.
- El espacio ocupado es mayor en comparación con los transistores.

- Ruidos en el proceso de conmutación.
- Velocidad de conmutación limitada de 3 ms a 17 ms.
- Influencias por suciedades (polvo) en los contactos.

6.7 Relés de tiempo o temporizadores

Este tipo de relés tiene el cometido de conectar o desconectar determinados contactos, transcurrido un tiempo ajustable determinado tanto si son de apertura como de cierre.

Existen dos tipos de temporizadores, con retardo a la excitación o con retardo a la desexcitación. Vamos a contemplar el relé con retardo a la excitación (o conexión). Al aplicar tensión, es decir al accionar el pulsador S, empieza la cuenta del tiempo ajustado (figura 6-21).

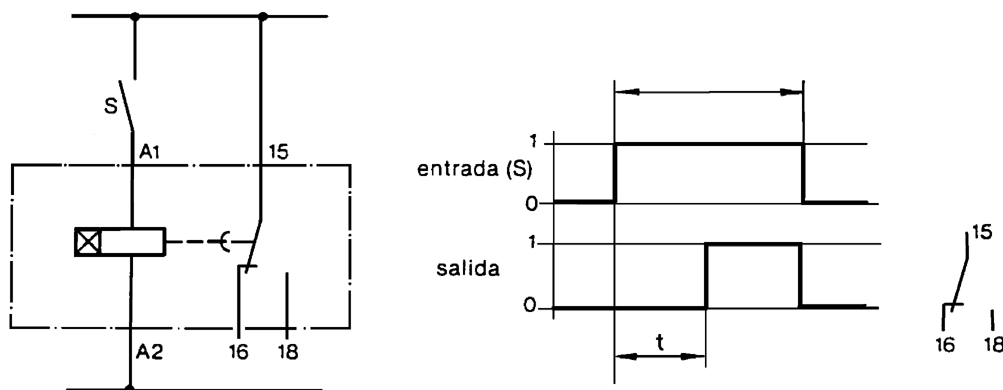


Figura 6-21. Esquema de un relé con retardo a la conexión.

Una vez alcanzado el tiempo ajustado, tiene lugar, la conmutación por medio de las conexiones 16 y 18. Este relé se representa mediante un cuadrado con una cruz de San Andrés adosado al lado izquierdo del rectángulo que representa el relé normal.

La figura 6-21 explica como se lleva a efecto el retardo: cerrando el contacto S pasa la corriente por la resistencia R1, que es ajustable. La corriente no tomará el camino hacia el relé K1, sino que llegará a través del conmutador de K1 hacia el condensador C. El condensador tarda un cierto tiempo en cargarse, una vez cargado se excitará el relé K1, que producirá la apertura o cierre de un circuito o bien la permutación de dos, como en el caso de la figura 6-21. Cuando se abre S, desexcita de inmediato al relé y se produce el proceso inverso.

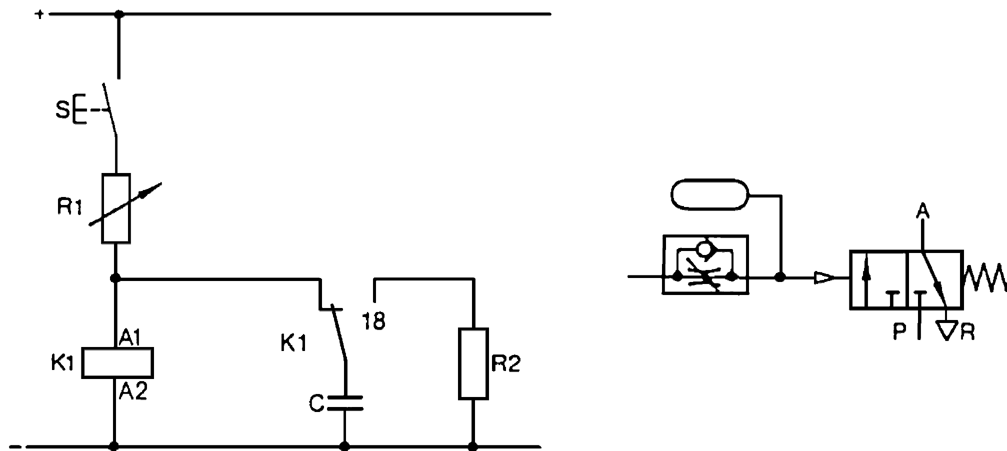


Figura 6-22. Funcionamiento de un relé temporizador.

El tiempo de retardo depende de la resistencia R1, ajustable desde el exterior. La excitación del relé K1 cierra el circuito que une el condensador con la resistencia R2 por la que se descarga aquél, pudiendo empezar un nuevo proceso.

Este relé sustituye al temporizador neumático (figura 6-22) con la válvula antirretorno en sentido desfavorable hacia la válvula 3/2.

En el relé temporizador con retardo de desexcitación al cierre del pulsador S aparece de inmediato una señal de salida (figura 6-23).

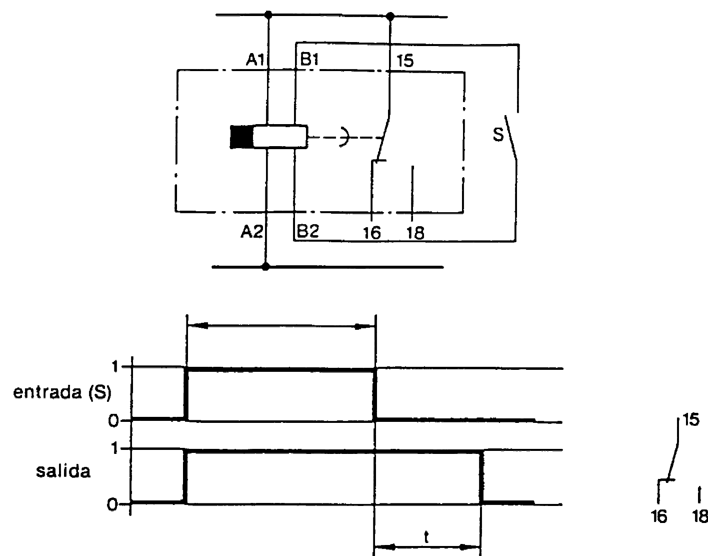


Figura 6-23. Relé temporizador con retardo a la desexcitación.

Sólo una vez anulada la tensión de mando o la señal de entrada, comienza la cuenta atrás del tiempo de retardo ajustado.

La figura 6-24 explica su funcionamiento:

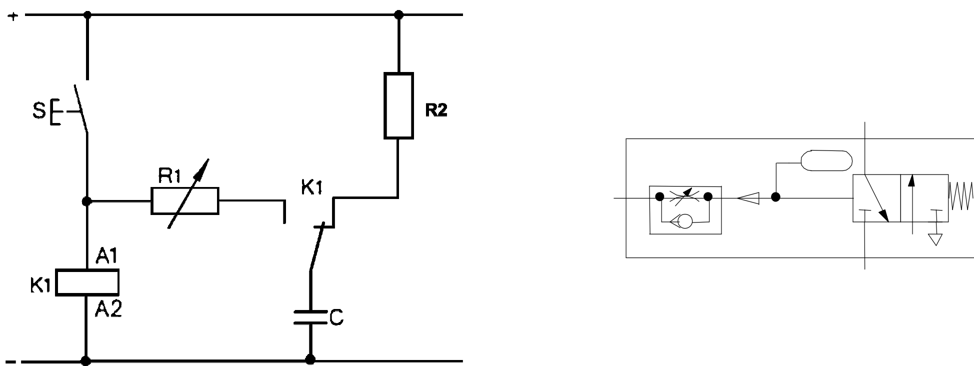


Figura 6-24. Analogía de un relé con retardo a la desexcitación.

Al accionar el pulsador S, el relé K1 se excita de inmediato y producirá así el efecto deseado. El condensador C se carga a través de la resistencia R2, después de que el contacto conmutador de K1 ha creado la unión entre ambos elementos.

Pero una vez conectado el relé K1, el contacto K1 conmutará.

Este estado queda mantenido. Sólo cuando el pulsador S vuelve a interrumpir el circuito, se descarga el condensador C a través de la resistencia ajustable R1 y del relé K1. Haciendo esto permanece el relé K1 aún en estado conectado, mientras el condensador se descarga.

Sólo entonces vuelve a establecerse la posición inicial.

Este caso también permite una comparación con la neumática.

6.8 Electroválvulas

Las válvulas distribuidoras que se han visto anteriormente (apartado 4.2) maniobradas mecánicamente o neumáticamente se sustituyen en la electroneumática por electroválvulas.

La diferencia que existe entre las válvulas distribuidoras que pudiéramos llamar convencionales, y las electroválvulas se limita exclusivamente a su forma de maniobra. Los tipos de válvulas distribuidoras, de asiento y de corredera, así como sus detalles constructivos internos y sus características son totalmente análogos en los dos casos.

Las electroválvulas reúnen las ventajas de la electricidad y de la neumática y pueden ser consideradas convertidores electroneumáticos. Constan de una válvula neumática como medio de generar una señal de salida, y de un accionamiento eléctrico denominado solenoide. La aplicación de una corriente al solenoide genera una fuerza electromagnética que mueve la armadura conectada a la leva de la válvula.

Las electroválvulas pueden ser monoestables o biestables. Las primeras tienen una sola bobina también llamada solenoide, y se reposicionan automáticamente mediante muelle en el momento en que se deja de actuar eléctricamente sobre el solenoide (figura 6-25). Las electroválvulas biestables disponen dos bobinas, una a cada lado; cuando se deja de actuar sobre

una de ellas la válvula queda en la misma posición, siendo necesaria la actuación sobre la bobina contraria para que la válvula se invierta.

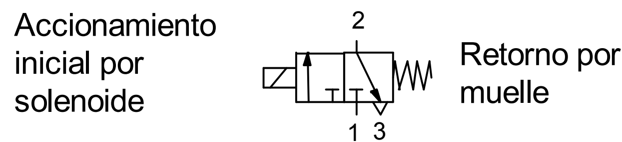


Figura 6-25. Accionamientos en una válvula monoestable.

Las bobinas pueden maniobrarse mediante corriente alterna o mediante corriente continua, siendo esto lo más frecuente.

A continuación se explican algunas de las electroválvulas más utilizadas.

ELECTROVÁLVULA DE 3/2 VÍAS MONOESTABLE, NORMALMENTE CERRADA

Esta válvula de asiento, normalmente cerrada (NC) es actuada directamente por un solenoide y devuelta a su posición de reposo por un muelle. En esta válvula, la armadura del solenoide y la leva de la válvula forman una sola pieza que se denomina cabezal. La abertura del cabezal está conectado a escapes (figura 6-26).

Cuando una corriente eléctrica (señal) se aplica a la bobina, se genera una fuerza electromotriz (FEM) que levanta la leva del asiento de la válvula cerrando el escape. El aire comprimido fluye desde 1 hacia 2 ya que 3 se halla cerrado por la parte superior de la leva. La leva está forzada contra el asiento de escape.

En estado de reposo, tiene la posibilidad de accionamiento manual.

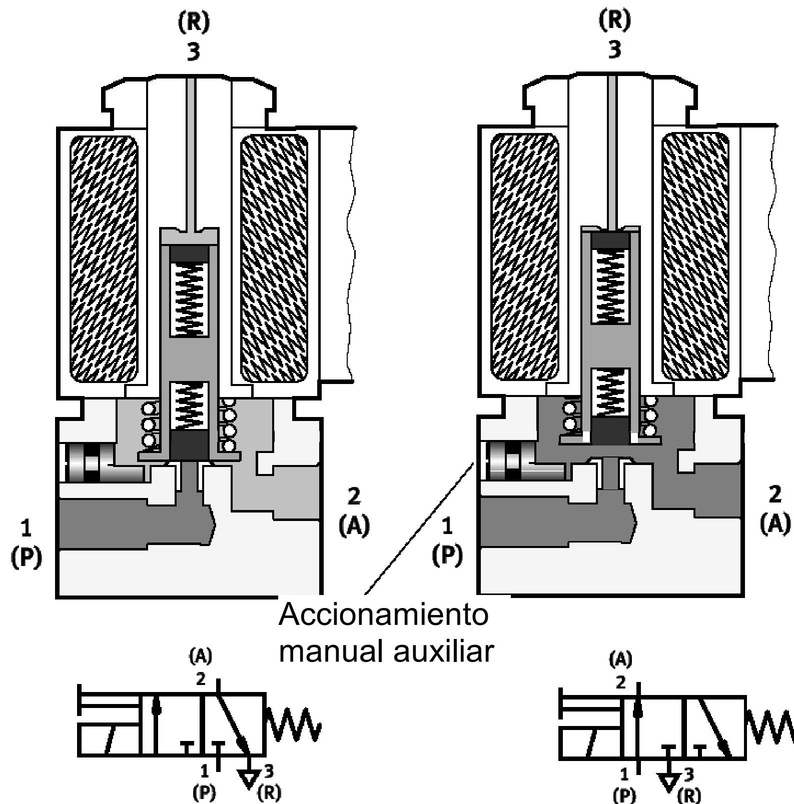


Figura 6-26. Electroválvula 3/2.

Las aplicaciones típicas para este tipo de válvulas incluyen el control directo de pequeños cilindros de simple efecto, el pilotaje indirecto de otras válvulas mayores y la interrupción y descarga de líneas de aire en sistemas de control.

ELECTROVÁLVULA DE 3/2 VÍAS MONOESTABLE, NORMALMENTE ABIERTA

Esta válvula es idéntica a la normalmente cerrada excepto que se ha conectado de forma diferente para que esté abierta en reposo. En esta disposición, la alimentación 1 está conectada al cabezal. Al aplicar una señal eléctrica se levanta la leva, cerrando el asiento superior y con ello la alimentación. Al mismo tiempo, el asiento inferior libera el aire de la salida 2 hacia el escape 3. Muchas válvulas puede utilizarse indistintamente como NC y NA.

Esta configuración (NA) es útil cuando se precisa una señal neumática sin que exista señal eléctrica, o cuando un cilindro de simple efecto debe tener el vástago extendido en su posición inicial.

ELECTROVÁLVULA DE 3/2 VÍAS, PILOTADA

La diferencia entre esta válvula y la de control directo es la adición de un servopilotaje interno. La válvula piloto puede considerarse como un amplificador, ya que la fuerza que genera el solenoide es amplificada por la válvula piloto, proporcionando una mayor fuerza de actuación. En estado de reposo, la alimentación en 1 actúa sobre el disco de asiento forzándolo contra la junta y

bloqueando el paso hacia 2. La vía 2 se halla descargada a la atmósfera a través del escape 3 (figura 6-27).

La aplicación de una señal eléctrica levanta la leva del pilotaje abriendo la válvula auxiliar y el paso del aire 1 a través del conducto piloto hacia el émbolo de accionamiento de la válvula principal, desplazando la corredera que hace que fluya aire desde 1 hacia 2. Al mismo tiempo se cierra el escape 3 por la junta superior.

Cuando la bobina queda sin tensión, el aire del pilotaje se descarga a través de la armadura del solenoide. La presión 1 se bloquea y se conecta 2 con 3.

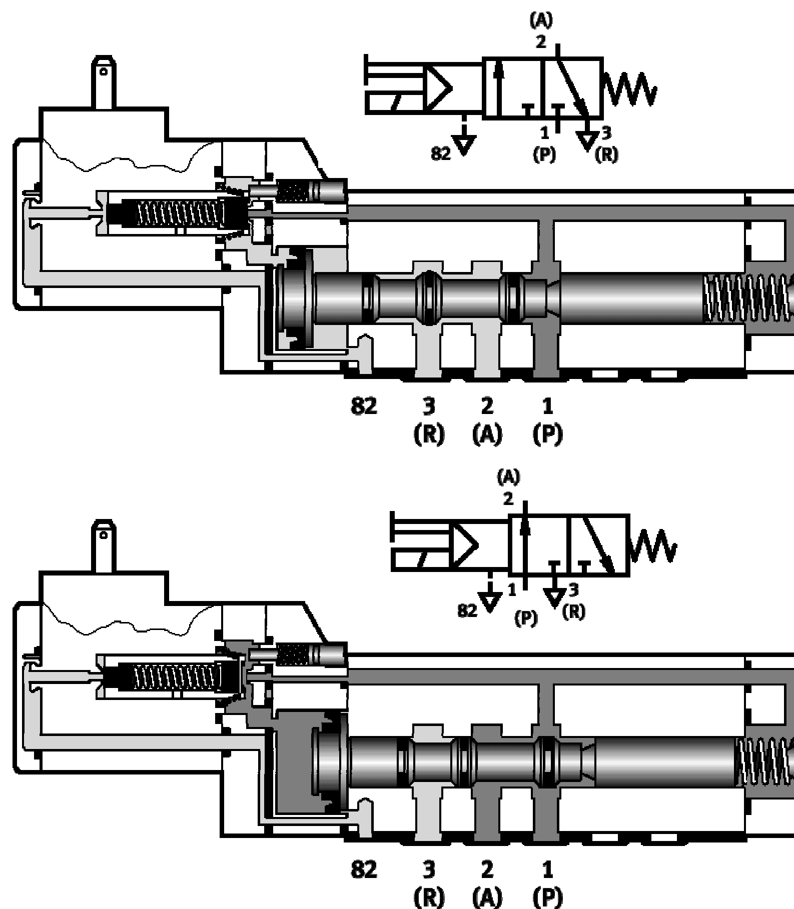


Figura 6-27. Válvula 3/2 servopilotada.

ELECTROVÁLVULA DE 5/2 VÍAS, PILOTADA

La válvula de 5/2 vías realiza una función parecida a la de 4/2 vías. La diferencia es que tiene dos escapes independientes, mientras que la 4/2 tiene un único escape.

En posición inicial, el muelle fuerza a la corredera de tal manera que conecta 1 con 2 y 4 con 5, mientras que 3 queda aislado (figura 6-28). Al activar el solenoide se abre la válvula auxiliar pasando aire al lado izquierdo de la corredera, desplazándose ésta, resultando que:

- El aire escapa de 2 hacia 3
- El escape 5 se bloquea

- El aire fluye ahora de 1 hacia 4

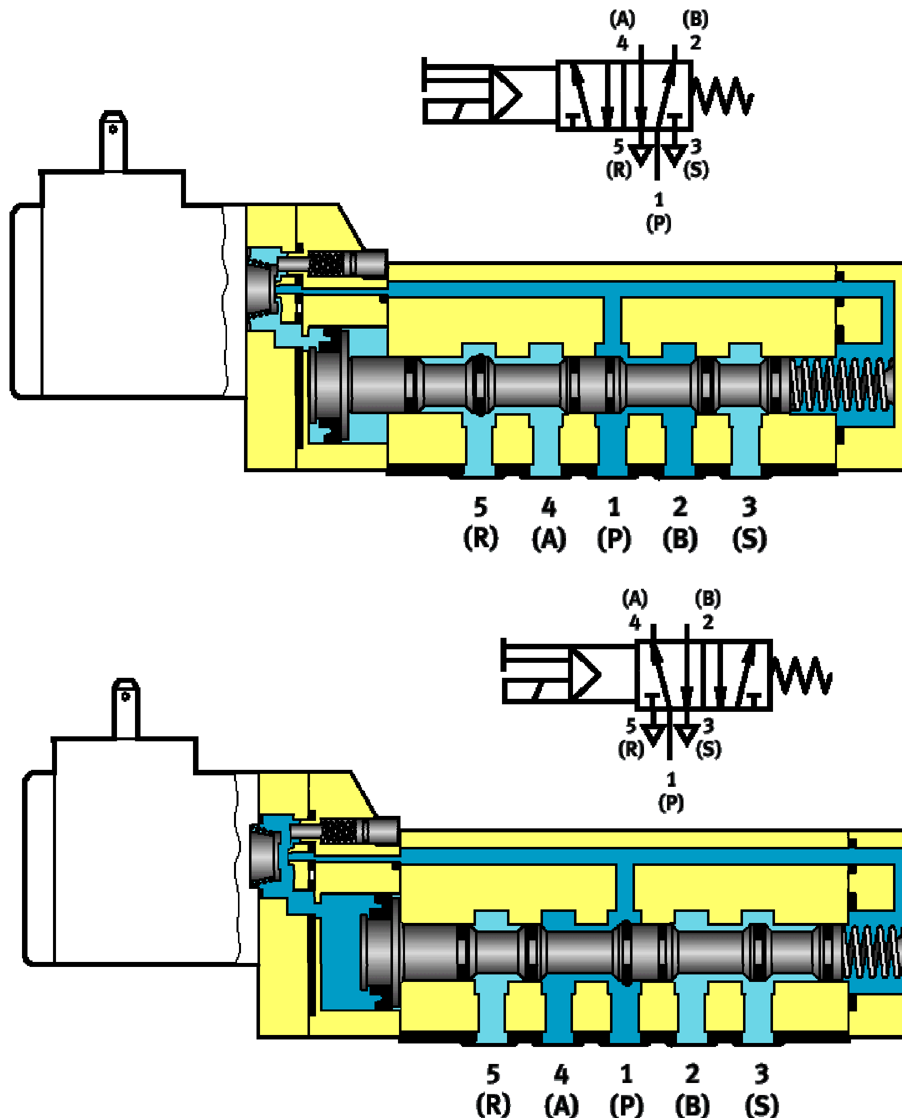


Figura 6-28. Válvula 5/2 monoestable.

Dado el corto recorrido de actuación, las bajas fuerzas de fricción y el accionamiento por pilotaje, esta ejecución puede utilizar un solenoide pequeño, lo cual le proporciona un tiempo de respuesta breve.

VÁLVULA DE 5/2 VÍAS, BIESTABLE

Las válvulas mencionadas anteriormente utilizan un muelle para devolver la válvula a su estado inicial, es decir, el solenoide acciona la válvula en un sentido y el muelle lo hace en sentido opuesto. Por descontado, esto significa que al quedar sin tensión la bobina, la válvula regresa a su posición inicial.

Con válvulas de doble solenoide, el muelle se sustituye por otro solenoide. Suponiendo que la última señal aplicada fuera a la bobina derecha, el aire fluye de 1 hacia 2 mientras que 4 se descarga por 5. Al quitar la señal de dicha bobina la válvula permanece estable y no se producen

cambios. Al aplicar una señal en la bobina izquierda, la válvula invierte y el aire fluye de 1 a 4 y 2 se descarga por 3 (figura 6-29).

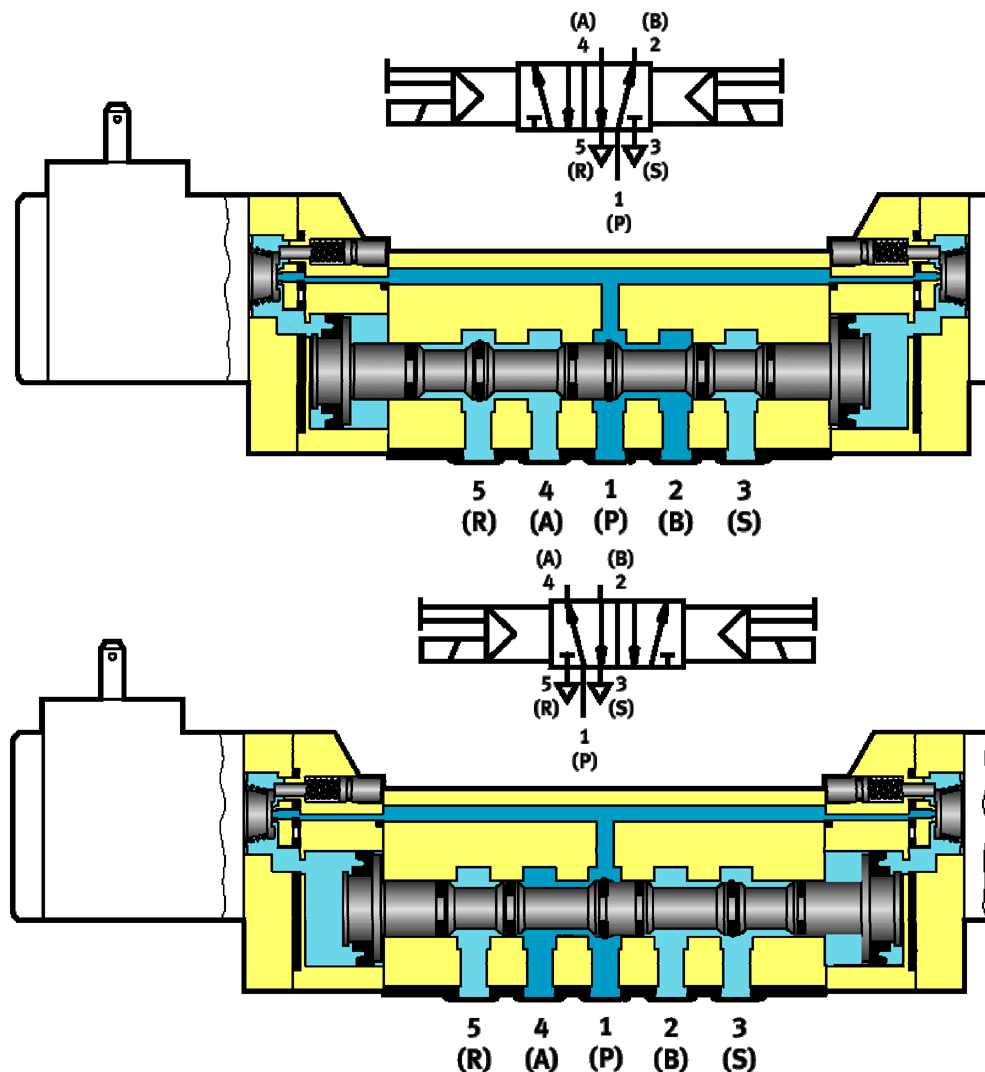


Figura 6-29. Válvula 5/2 Biestable.

A diferencia de la válvula con retorno por muelle, ésta permanece en posición estable incluso en caso de fallo de tensión, esto significa que la válvula es biestable, es decir, tiene un comportamiento memorizante. En circuitos electroneumáticos, esta característica tiene varias ventajas, entre ellas que basta un pulso de 10 ... 25 ms para disparar la válvula. La potencia eléctrica puede reducirse al mínimo. En circuitos con secuencias complejas, pueden mantenerse las posiciones de las válvulas y cilindros sin necesidad de recurrir a complicados enclavamientos del circuito.

6.8.1 Fiabilidad de las válvulas

En la práctica, los componentes de un circuito electroneumático, a menudo alcanzan duraciones extremadamente largas y un número elevado de ciclos de conmutación. Los componentes neumáticos son muy robustos y si han sido seleccionados correctamente en la etapa

de diseño, darán una larga vida útil. Adicionalmente, la fiabilidad se incrementa con la correcta preparación del aire comprimido, instalaciones que permitan un fácil acceso, alineación correcta, control de las condiciones ambientales, tales como calor y daños mecánicos, así como con un mantenimiento regular.

Las válvulas de potencia, que accionan dispositivos tales como actuadores lineales y rotativos, tienen como exigencia fundamental que permitan una rápida inversión del actuador cuando se aplica una señal al solenoide. Por eso, la válvula debe situarse lo más cerca posible del actuador. Esto reduce la longitud de los tubos así como los tiempos de respuesta. Idealmente, la válvula de potencia debería fijarse directamente con el actuador. Esto tiene la ventaja adicional de ahorrar en racordaje, tuberías y tiempo de montaje.

6.9 Simbología eléctrica

	Contacto normalmente cerrado NC		Solenoide con servopilotaje y accionamiento manual
	Contacto conmutador		Sensor inductivo
	Pulsador con contacto de cierre, accionamiento manual por pulsado.		Sensor capacitivo
	Interruptor manual. Contacto con enclavamiento.		Sensor óptico
	Accionamiento en general: relés, contactores.		Presostato
	Relé electromecánico con retardo a la conexión		Sensor de accionamiento magnético
	Relé electromecánico con retardo a la desconexión		

7. Circuitos electroneumáticos

En los apartados siguientes se presentan una serie de circuitos, comenzando por los básicos para posteriormente seguir con otros más complejos.

7.1 Circuitos básicos

MANDO DE UN CILINDRO DE SIMPLE EFECTO.

El vástago de un cilindro de simple efecto ha de salir al ser accionado de un pulsador. Al soltar el pulsador, el émbolo ha de regresar a la posición final trasera (figura 7-1).

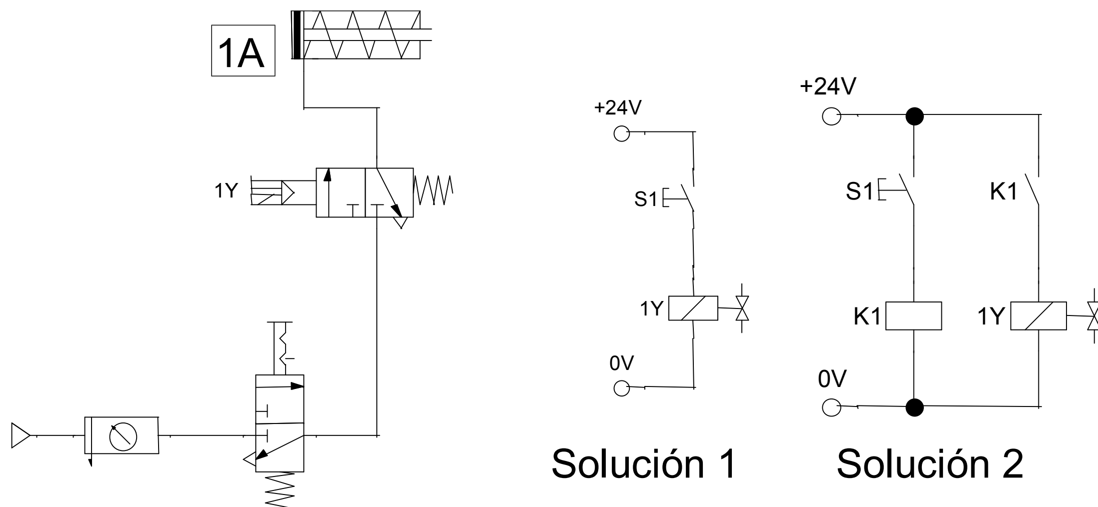


Figura 7-1. Mando de un cilindro de simple efecto.

SOLUCIÓN 1. – MANDO DIRECTO

Por el contacto del pulsador S1, el circuito queda cerrado. En la bobina 1Y se genera un campo magnético. La armadura en la bobina invierte la válvula y franquea el paso para el aire comprimido. Este fluye de (1) hacia (2) llegando al cilindro, cuyo émbolo es enviado a la posición de salida del vástago.

Soltando el pulsador S1, el circuito queda interrumpido. El (1Y) campo magnético en la bobina desaparece, la válvula distribuidora 3/2 vuelve a la posición inicial, el émbolo regresa a la posición retraída.

SOLUCIÓN 2.- MANDO INDIRECTO

En la segunda solución, un relé K1 es pilotado por el pulsador S1. A través de un contacto de cierre de K1 queda pilotada la bobina 1Y (pilotaje indirecto).

Por lo demás el desarrollo es idéntico a la solución 1.

La solución 2 es preciso aplicarla cuando la potencia de ruptura de los transmisores de señales (S1) no basta para conmutar la bobina 1Y, o cuando el trabajo siguiente sucede con otra tensión (220 V).

Por lo demás es precisa la conexión a través de relés, cuando hacen falta combinaciones y enclavamientos.

En mandos con varios accionamientos K1, K2, K3, etc. resulta más fácil la lectura de esquemas y la localización de errores, al indicar en qué circuito se encuentran los contactos de apertura o de cierre de los accionamientos.

En los siguientes ejemplos se exponen las dos soluciones, con mando directo e indirecto.

MANDO DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO.

El vástago de un cilindro de doble efecto ha de salir, como en el caso anterior, accionando un pulsador; soltando el pulsador ha de regresar a la posición inicial (figura 7-2

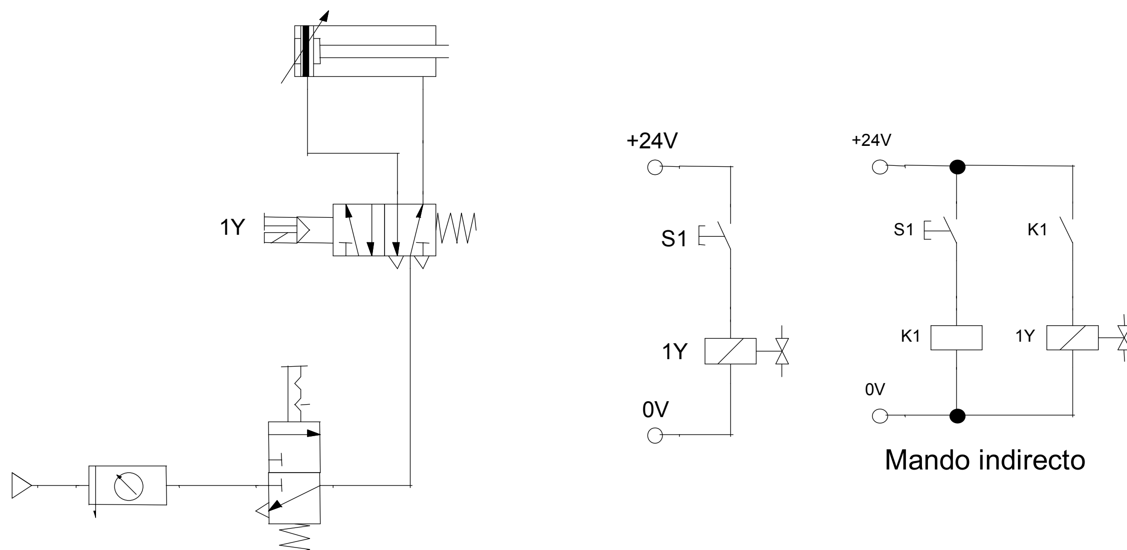


Figura 7-2. Mando de un cilindro de doble efecto

Solución:

El mando del cilindro de doble efecto tiene lugar a través de una válvula distribuidora 5/2. Por el accionamiento del pulsador S1, la bobina 1Y se excita. A través de un servopilotaje por aire comprimido es gobernada la válvula distribuidora. El émbolo marcha a la posición anterior. Al soltar S1 surte efecto el muelle recuperador de la válvula distribuidora. El émbolo regresa a la posición inicial.

CONEXIÓN EN PARALELO "O" (CILINDRO DE SIMPLE Ó DE DOBLE EFECTO).

La posición de reposo del cilindro es con el vástago fuera.

El envío del émbolo a la posición posterior ha de ser posible desde dos puntos (figura 7-3).

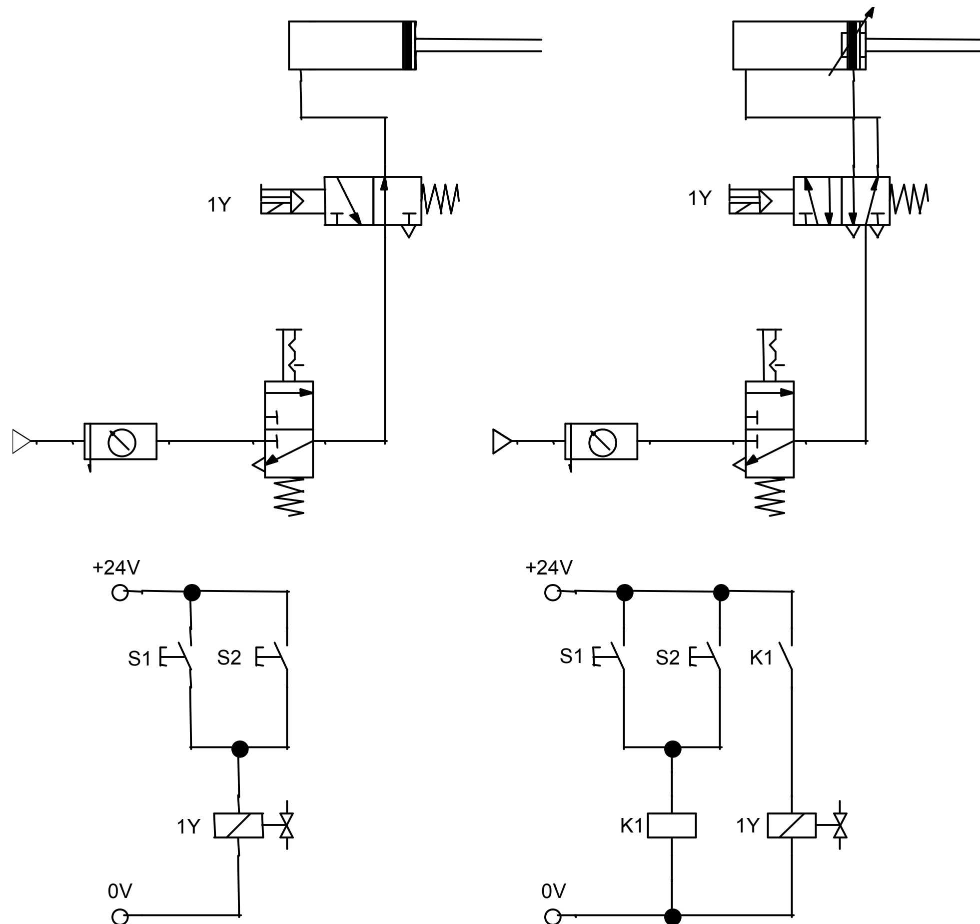


Figura 7-3. Conexión en paralelo.

Solución:

Por el accionamiento del pulsador S1 ó S2 queda excitada la bobina 1Y. La válvula distribuidora (3/2 ó 5/2) conmuta, el émbolo retrocede hasta el inicio de carrera. Soltando el o los pulsadores accionados queda anulada la señal en 1Y, la válvula conmuta y el émbolo vuelve a la posición inicial.

CONEXIÓN EN SERIE "Y" (CILINDRO DE SIMPLE Ó DE DOBLE EFECTO).

La posición base del cilindro es la posterior.

Un vástago debe salir, al ser accionados dos pulsadores simultáneamente (figura 7-4).

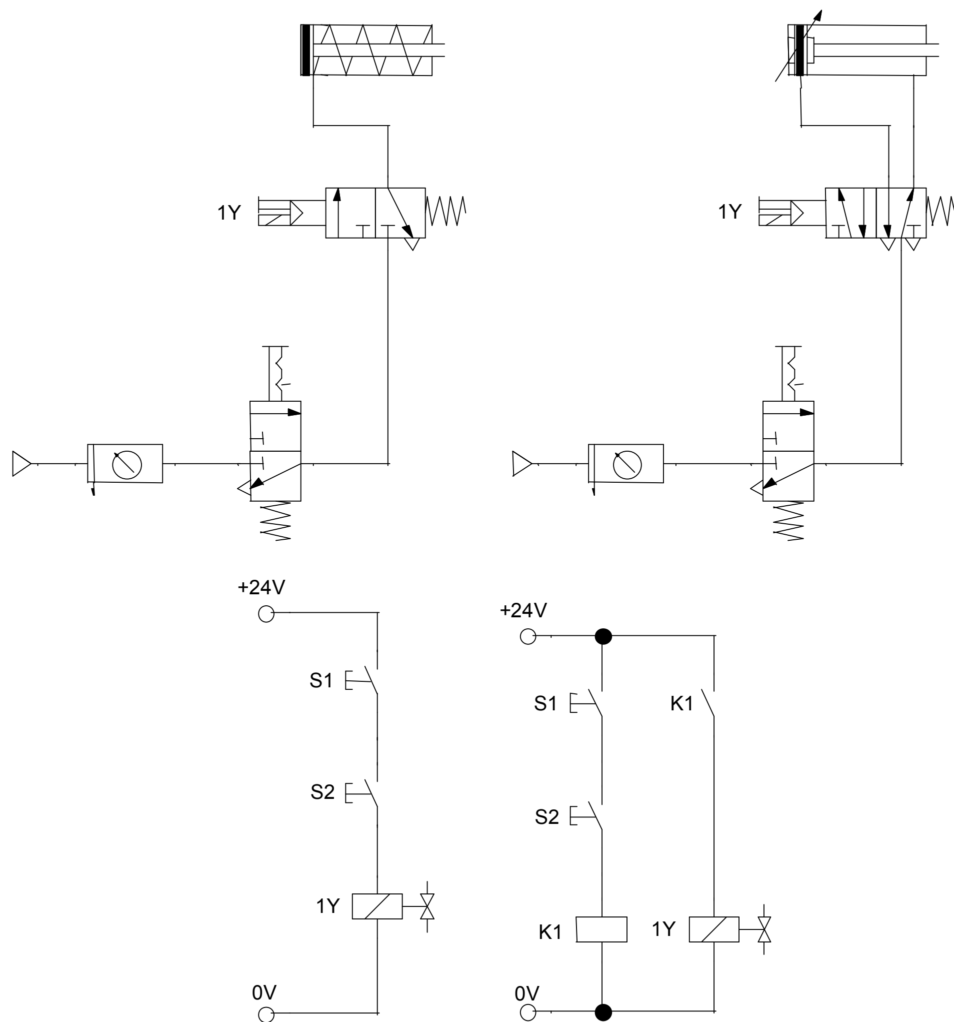


Figura 7-4. Conexión en serie.

Solución:

Al accionar los pulsadores S1 y S2, el circuito se cierra. Queda excitada la bobina 1Y. La válvula distribuidora (3/2 ó 4/2) conmuta, el émbolo se mueve hacia la posición final delantera. Soltando uno o los dos pulsadores queda anulada la señal en 1Y, la válvula se reposiciona y el émbolo vuelve a la posición inicial.

MANDO INDEPENDIENTE EN AMBOS LADOS

El émbolo del cilindro ha de avanzar a la posición anterior previo accionamiento del pulsador S1, allí ha de permanecer hasta que es accionada la carrera de retroceso a través del pulsador S2 (figura 7-5).

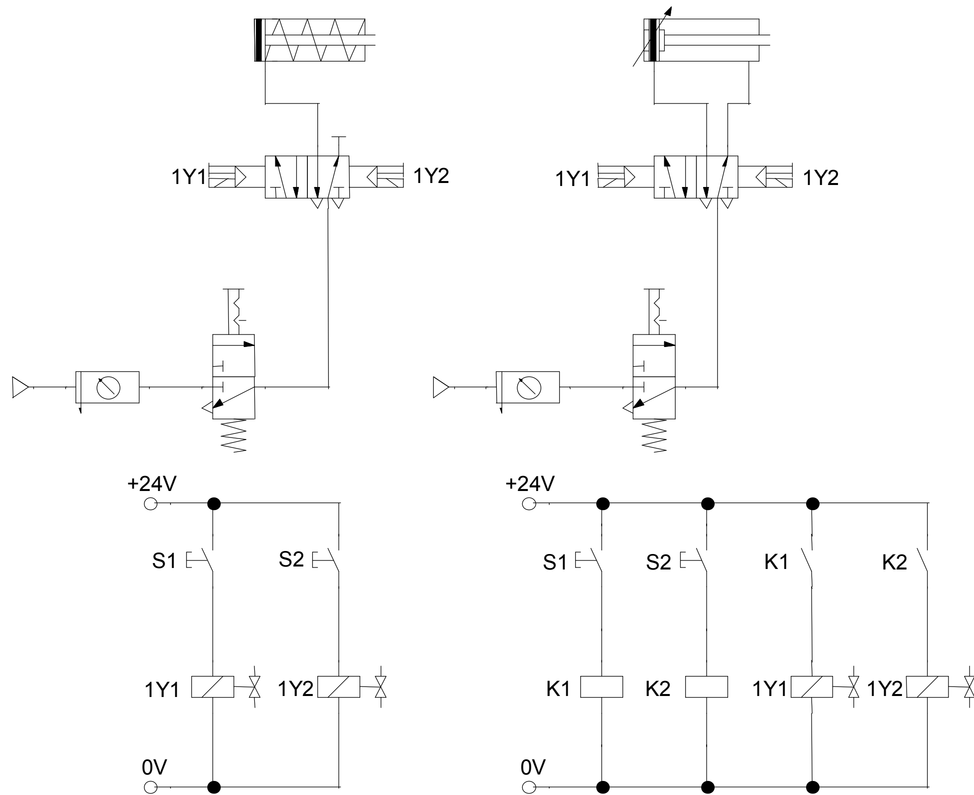


Figura 7-5. Mando indirecto.

Solución:

Al accionar el pulsador S1, la bobina 1Y1 se excita. La válvula se invierte y permanece en esta posición hasta que a través del pulsador S2 actúa una señal sobre la bobina 1Y2. El vástago sale. Cuando la bobina 1Y2 se excita, la válvula distribuidora 3/2 ó 5/2 vuelve a la posición de dibujo y el émbolo regresa a la posición inicial (inicio de carrera).

RETORNO AUTOMÁTICO DE UN CILINDRO

El émbolo ha de avanzar a la posición anterior previo accionamiento de un pulsador. Una vez alcanzada esta situación debe volver nuevamente a la posición de partida (figura 7-6).

Figura 7-6. Retorno automático de un cilindro.

Solución:

Por el accionamiento del pulsador S1 queda excitada la bobina 1Y1. La válvula se invierte. El émbolo avanza a la posición final delantera. Una vez ha alcanzado la posición anterior, accionará el final de carrera 1S ubicado allí. Este final de carrera 1S excita a la bobina 1Y2, la válvula vuelve a la posición de dibujo y el émbolo puede regresar a su posición base. La condición es que el pulsador S1 no esté presionado.

MOVIMIENTO OSCILANTE DE UN CILINDRO DE DOBLE EFECTO

Después de conectado un interruptor ha de salir y entrar el vástago continuamente, hasta que vuelva a quedar desconectado el interruptor. El émbolo ha de volver a ocupar su posición inicial (figura 7-7).

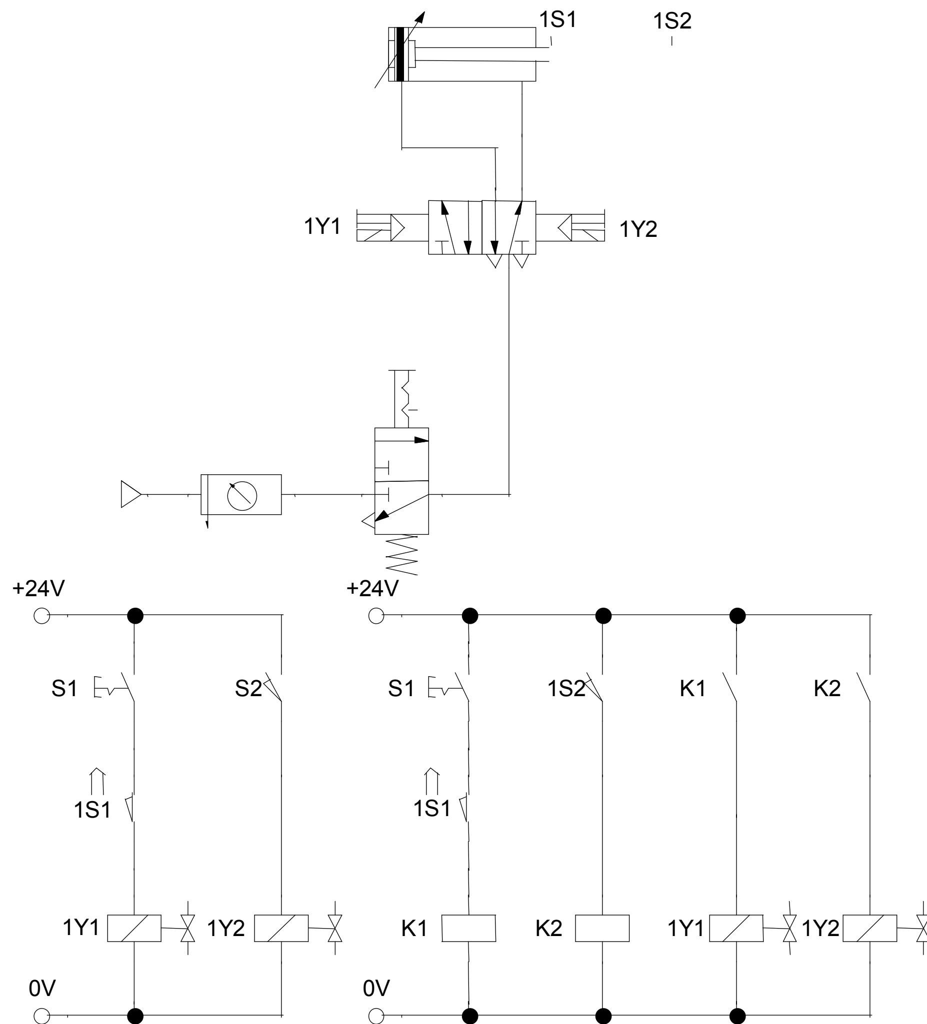


Figura 7-7. Movimiento oscilante de un cilindro.

Solución:

En ambas posiciones finales del vástago se encuentran los finales de carrera 1S1 y 1S2, accionados mecánicamente. Estos emiten respectivamente una señal para conseguir la carrera de retroceso y de avance respectivamente. Pero el pulsador S1 actúa solamente si el interruptor S3 está conectado. El émbolo por consiguiente ejecuta un movimiento de vaivén. Al volver a quedar desconectado el interruptor S3, ninguna señal puede alcanzar a la bobina 1Y1, es decir el émbolo permanece parado en la posición inicio de carrera.

7.2 Circuito de autorretención

Se trata de un circuito eléctrico que cierra para memorizar señales. Se utilizan en mandos electroneumáticos, cuando determinadas señales eléctricas han de quedar memorizadas.

El memorizado de señales, en determinados casos, puede realizarse mediante electroválvulas neumáticas con reposición por muelle (monoestables). En los mandos más amplios (cadenas rítmicas) puede aplicarse la función de memoria tanto en la parte neumática como en la eléctrica, según constitución, y también en ambos ámbitos.

En la técnica de mando se habla de dos circuitos de autorretención, con conexión (CON dominante) o desconexión (DES dominante).

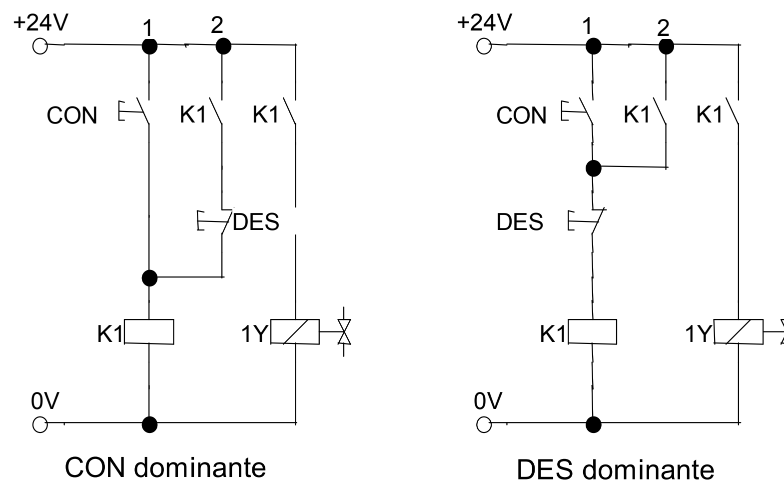


Figura 7-8. Tipos de autorretención.

FUNCIONAMIENTO DEL CIRCUITO DE AUTORRETENCIÓN:

En el circuito 1, a través del pulsador CON queda excitado el relé K1 que activa la válvula 1Y. Para que al soltar el pulsador CON permanezca excitado el relé, ha de seguir conectado. Para ello, en paralelo al circuito 1, se dispone un contacto de cierre de K1 (circuito 2, figura 7-8).

Por esta conexión en paralelo se logra que al soltar el pulsador CON no quede desactivado el relé K1. Para que el circuito de autorretención pueda quedar nuevamente borrado, es preciso montar un pulsador de desconexión DES. Este pulsador DES se dispone en la solución “CON dominante” en el circuito 2.

En la solución desconexión dominante el pulsador DES se ubica dentro del circuito 1 tal como se observa en la figura 7-8. Por lo tanto para que domine la conexión o la desconexión es determinante la posición de montaje del pulsador DES. Si el pulsador DES está conectado en serie con el contacto de cierre K1, siempre es dominante la señal CON. Si el pulsador DES está conectado en serie con el pulsador CON , el comportamiento del circuito es DES dominante.

RETROCESO DE UN CILINDRO CON PULSADORES Y MEMORIA ELÉCTRICA.

El vástago de un cilindro de simple o de doble efecto ha de salir y permanecer en la posición delantera, hasta que una segunda señal lleve al émbolo a la posición inicial (figura 7-9).

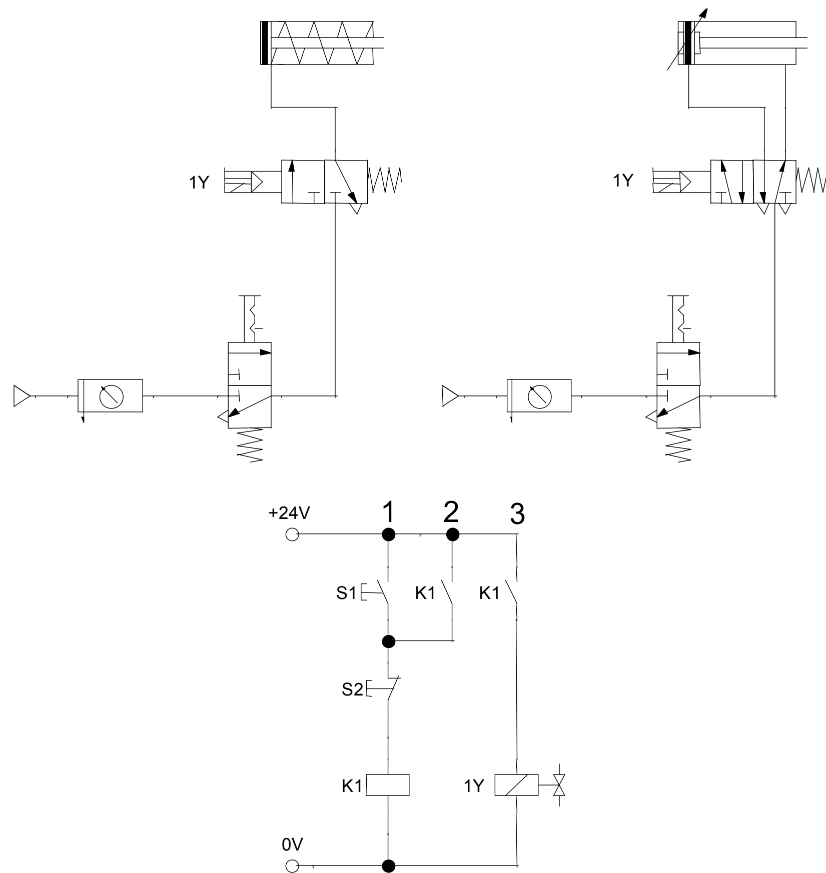


Figura 7-9. Retroceso de un cilindro mediante pulsador.

Solución:

A través del pulsador S1 se cierra el circuito 1 y es excitado el relé K1. Paralelo a este circuito 1 está montado, en el circuito 2, un contacto de cierre del relé K1, que mantiene la alimentación de corriente para el relé K1. El contacto de cierre K1, en el circuito 3 hace que se excite la bobina 1Y.

El émbolo avanza a la posición final delantera. Mediante el pulsador S2 el circuito 1 quedando interrumpido hacia el relé K1. Todas las funciones del relé K1 retornan a la posición

inicial. Por ello también se interrumpe el circuito hacia la bobina 1Y. El muelle de la válvula distribuidora la hace retornar y el émbolo regresará también a la posición inicial.

7.3 Mandos con comportamiento temporizado

Los mandos, que tienen prescritos un desarrollo cronológico muy determinado, deben estar equipados con relés temporizadores eléctricos. Existen mandos únicamente influidos por el tiempo o bien por combinaciones de la consulta del espacio y el tiempo.

Los relés de tiempo, que se utilizan hoy predominantemente como relés temporizadores electrónicos, tienen como ya se ha indicado, dos comportamientos temporales fundamentales:

Relé temporizador con retardo de excitación

Relé temporizador con retardo de desexcitación.

7.3.1 Mando de un cilindro de doble efecto con temporización (retardo de excitación).

El émbolo tiene que avanzar previo accionamiento del pulsador S1. En el final de carrera debe parar 10 segundos y luego regresar automáticamente. En la posición anterior se halla el final de carrera 1S (figura 7-10).

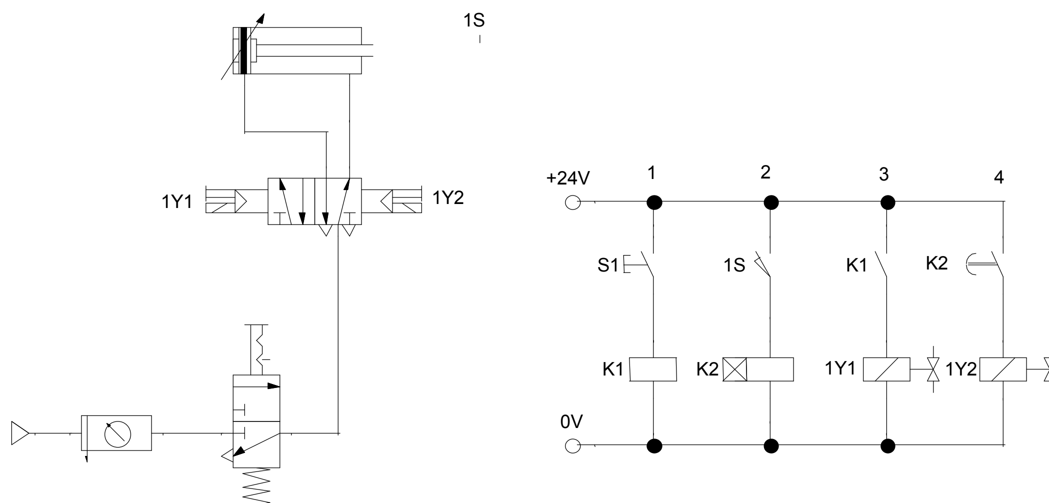


Figura 7-10. Mando con temporización.

Solución:

Por el accionamiento del pulsador manual S1, el relé K1 se excita. El contacto de cierre del relé K1 está unido con la bobina 1Y1. Por la conexión del contacto de cierre, la electroválvula queda invertida.

El vástago del cilindro avanza a la posición final de carrera. En esta posición queda accionado el final de carrera 1S. Este final de carrera conecta el relé temporizador K2 (con retardo de excitación).

Transcurridos 10 segundos el contacto de cierre del relé temporizador excita la bobina 1Y2 de la válvula distribuidora. La válvula retorna a su posición inicial, por lo que el émbolo regresa a la posición de inicio de carrera.

7.3.2 Mando de un cilindro de doble efecto con temporización (retardo de desexcitación).

El émbolo tiene que avanzar previo accionamiento del pulsador S1. En el final de carrera debe parar 10 segundos y luego regresar automáticamente. En la posición anterior se encuentra el final de carrera 1S.

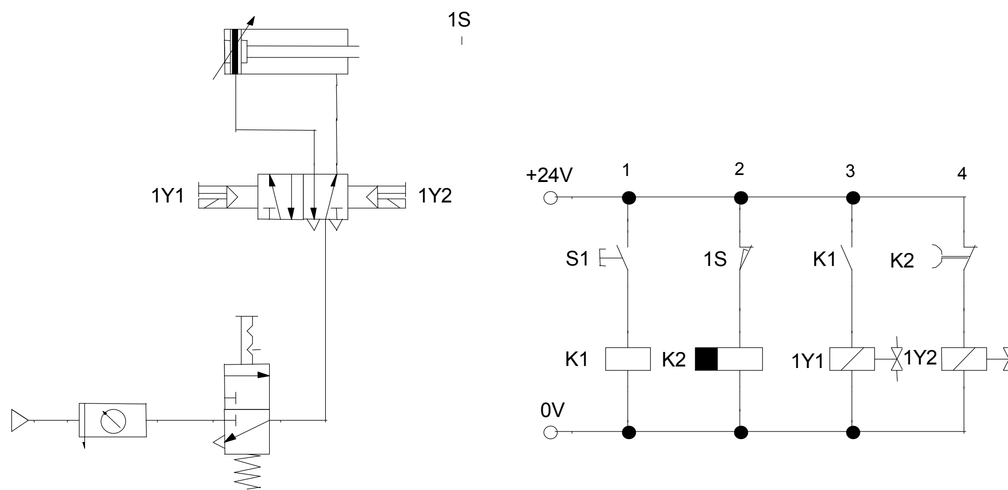


Figura 7-11. Mando con temporizador en la desexcitación.

Solución:

Por medio del pulsador de marcha S1, el relé K1 queda excitado. El contacto de cierre de la línea 3 del relé K1 conecta la bobina 1Y1. Debido al impulso, la válvula distribuidora 5/2 invierte y el émbolo del cilindro avanza a la posición anterior. La bobina 1Y2 está sin corriente, porque el contacto de apertura (línea 4) del relé temporizador K2 está desconectado. (El conmutador K2 del circuito 4 está dibujado en la posición en que su relé correspondiente no está excitado).

La señal de entrada desaparece cuando se acciona el final de carrera 1S. Transcurrido el tiempo ajustado de 10 segundos, el contacto de apertura del relé temporizador K2 conecta la bobina 1Y2, por lo que la válvula distribuidora 5/2 manda el émbolo del cilindro de doble efecto a la posición de inicio.

7.4 Diseño de circuitos

El diseño de los circuitos puede realizarse de dos maneras:

1. El método puramente intuitivo.

2. El método sistemático.

Para ambos métodos es necesario que previamente se establezca el enunciado del problema, es decir se planteen los requerimientos del proceso a resolver.

En el primer método se acomete el problema únicamente apoyándose en la intuición o en la experiencia. Cuando se trata de automatismos complejos se requiere en la realización de los mandos cierta experiencia y también método.

El segundo método, apoyándose en directrices determinadas, supone una realización sistemática de los mandos, siguiendo determinadas directrices.

Ambos métodos deberán conducir a circuitos de funcionamiento seguro.

No obstante, en el proyecto de mandos electroneumáticos se recomienda el segundo método, que al observar determinadas directrices, garantiza una mayor seguridad.

A continuación se desarrolla la elaboración de circuitos de forma sistemática, mediante ejemplos.

7.4.1 Ejemplo 1: Manipulación de paquetes

Los paquetes son alimentados desde el cargador por gravedad mediante el cilindro 1A, que los lleva hasta la posición dónde son empujados por el cilindro 2A para el llenado de la caja donde van embalados. La secuencia deseada es: 1A+, 2A+, 1A-, 2A-.

La solución del mando se resuelve en primer término con memorización neumática y después con eléctrica, realizando el diseño paso a paso. La memorización neumática requiere válvulas biestables o de doble bobina, mientras que la eléctrica utiliza válvulas monoestables o de bobina única.

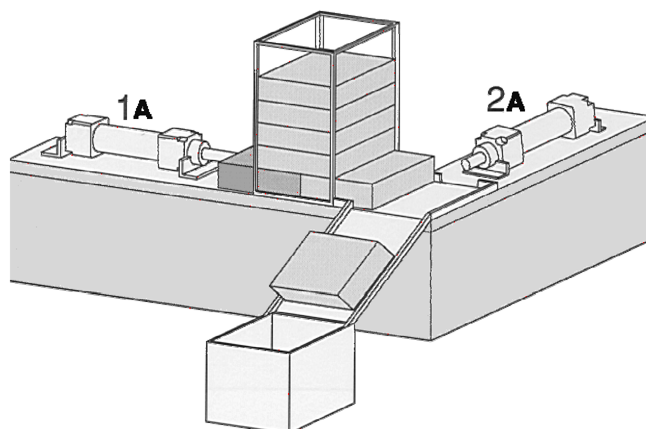


Diagrama espacio-fase

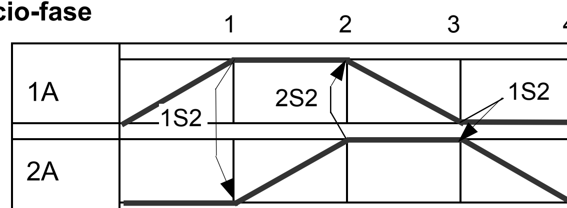


Figura 7-12. Manipulación de paquetes.

Como se observa a continuación se diseñan de manera separada los circuitos de mando, es decir, los que realizan las señales, y los circuitos principales, o sea, los que ejecutan los movimientos.

SOLUCIÓN 1 (MEMORIA NEUMÁTICA)

Paso 1: 1A+ (Figura 7-13)

Trazado de los circuitos de mando y principal (1 y 5). En el circuito de mando, el relé K1 es excitado a través del pulsador S1 y a través de la "consulta" por medio del final de carrera 2S1. Se denomina "consulta" a conocer de alguna manera si se ha producido un hecho antes de verificarse el siguiente. En este caso se trata de saber si el vástago de 2A ha retornado a su posición inicial antes de que salga el de 1A.

En el circuito principal, el contacto de cierre de K1 cierra el circuito. La bobina 1Y1 se excita, invierte la válvula 1V y el vástago del cilindro 1A sale.

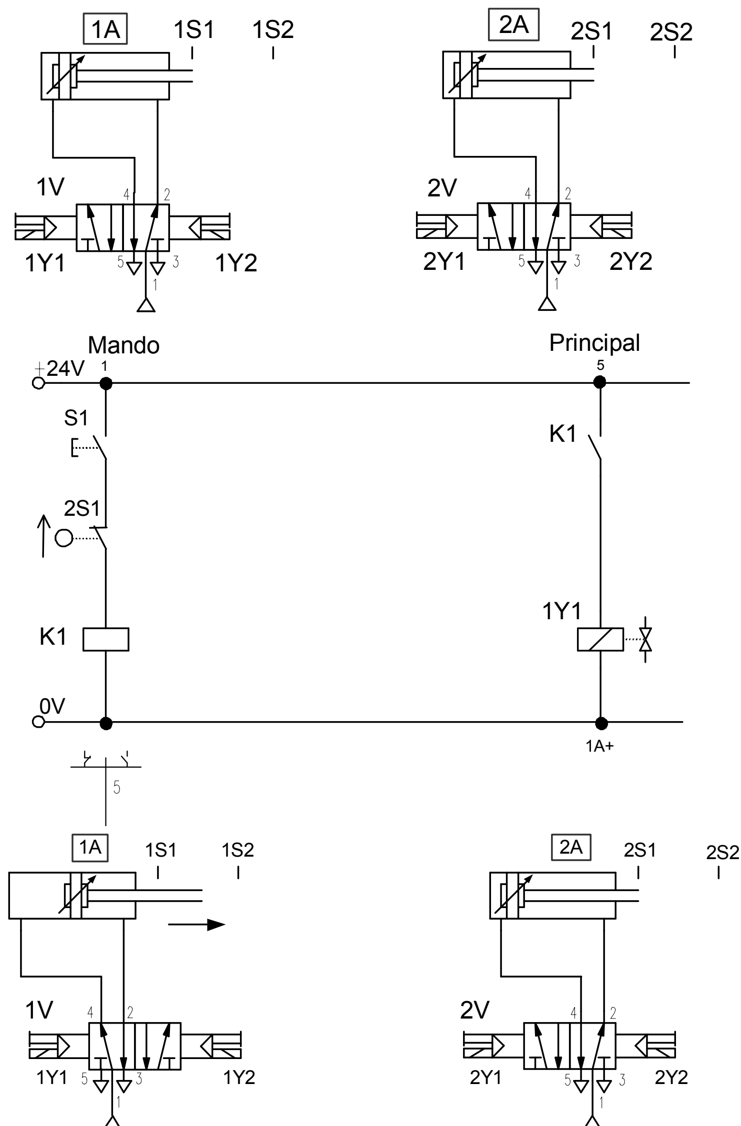


Figura 7-13. Paso 1: 1A+.

Paso 2: 2A+ (figura 7-14)

Trazado de los segundos circuitos de mando y principal (2 y 6). En la posición anterior del cilindro 1A es accionado el final de carrera 1S2. A través de éste se excita el relé K2. Un contacto de cierre de K2 excita la bobina 2Y1, la válvula 2V se invierte, el vástago del cilindro 2A sale.

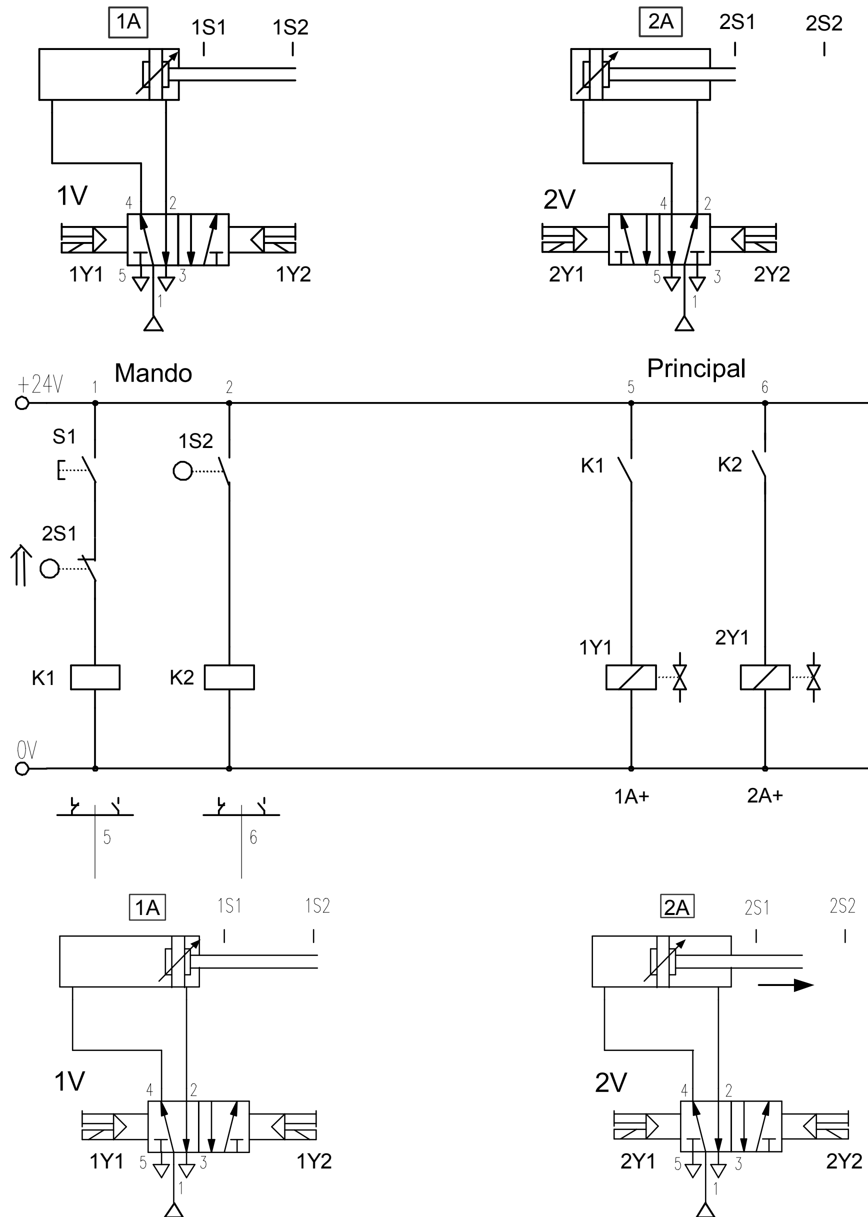


Figura 7-14. Paso 2: 2A+.

Paso 3: 1A- (Figura 7-15)

Trazado de los terceros circuitos de mando y principal (3 y 7). El cilindro 2A ha empujado el paquete hacia la rampa. En su posición anterior el cilindro 2A acciona y cierra el final de carrera

2S2, se excita el relé K3 y el contacto de cierre de K3 conecta la bobina 1Y2. La válvula 1V vuelve a su posición de dibujo. El émbolo del cilindro 1A puede regresar a su posición posterior.

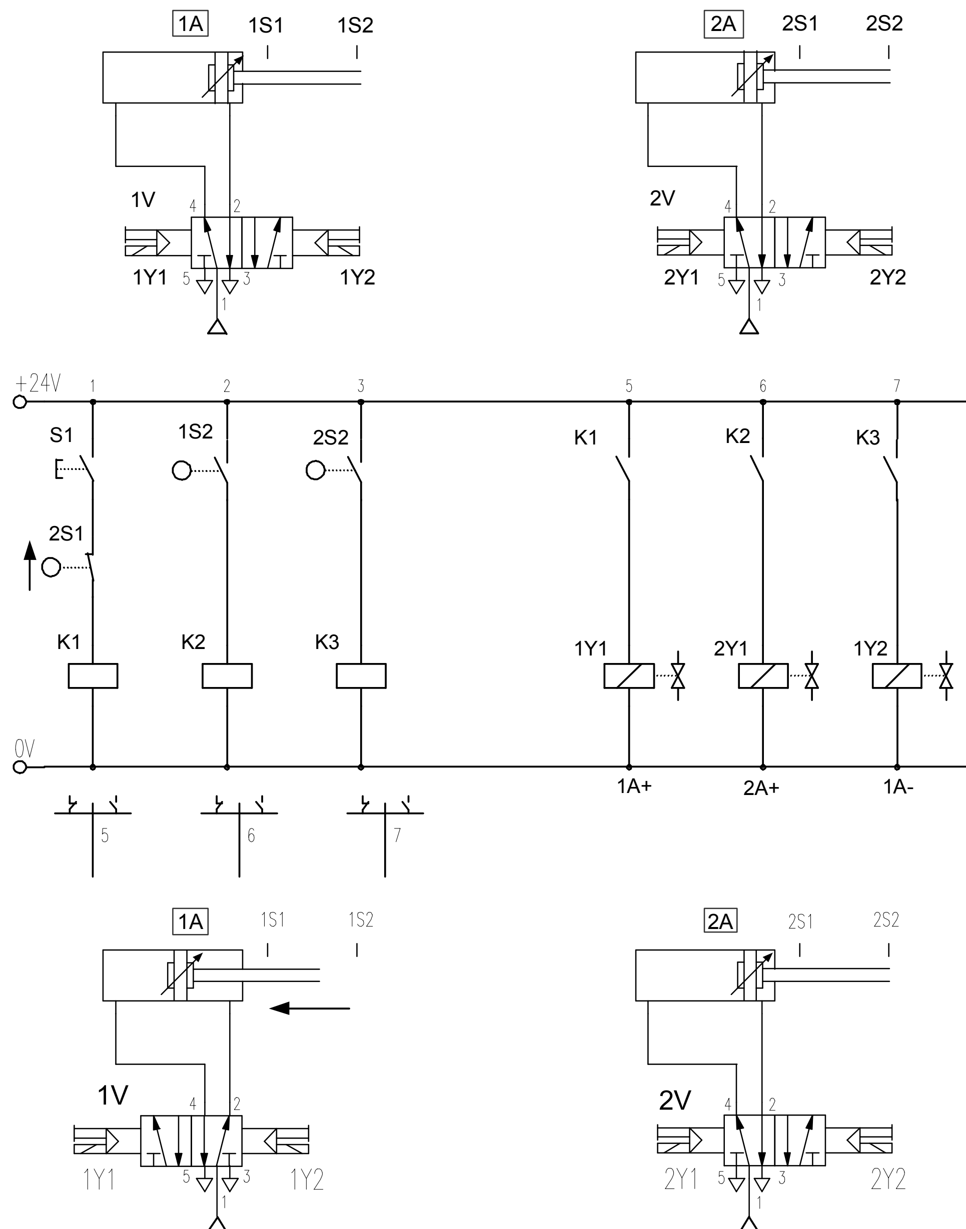


Figura 7-15. Paso 3: 1A-.

Paso 4: 2A- (figura 7-16**)**

Trazado de los cuartos circuitos de mando y principal (4 y 8). El cilindro 1A acciona el final de carrera 1S1 situado en la posición posterior. Se excita el relé K4. El contacto de cierre de K4 conecta a la bobina 2Y2. La válvula 2V regresa a su posición de dibujo. El cilindro 2A regresa y vuelve a accionar el final de carrera 2S1. Al llegar un nuevo paquete todo se encuentra como al principio dispuesto a comenzar un nuevo ciclo cuando se pulse S1.

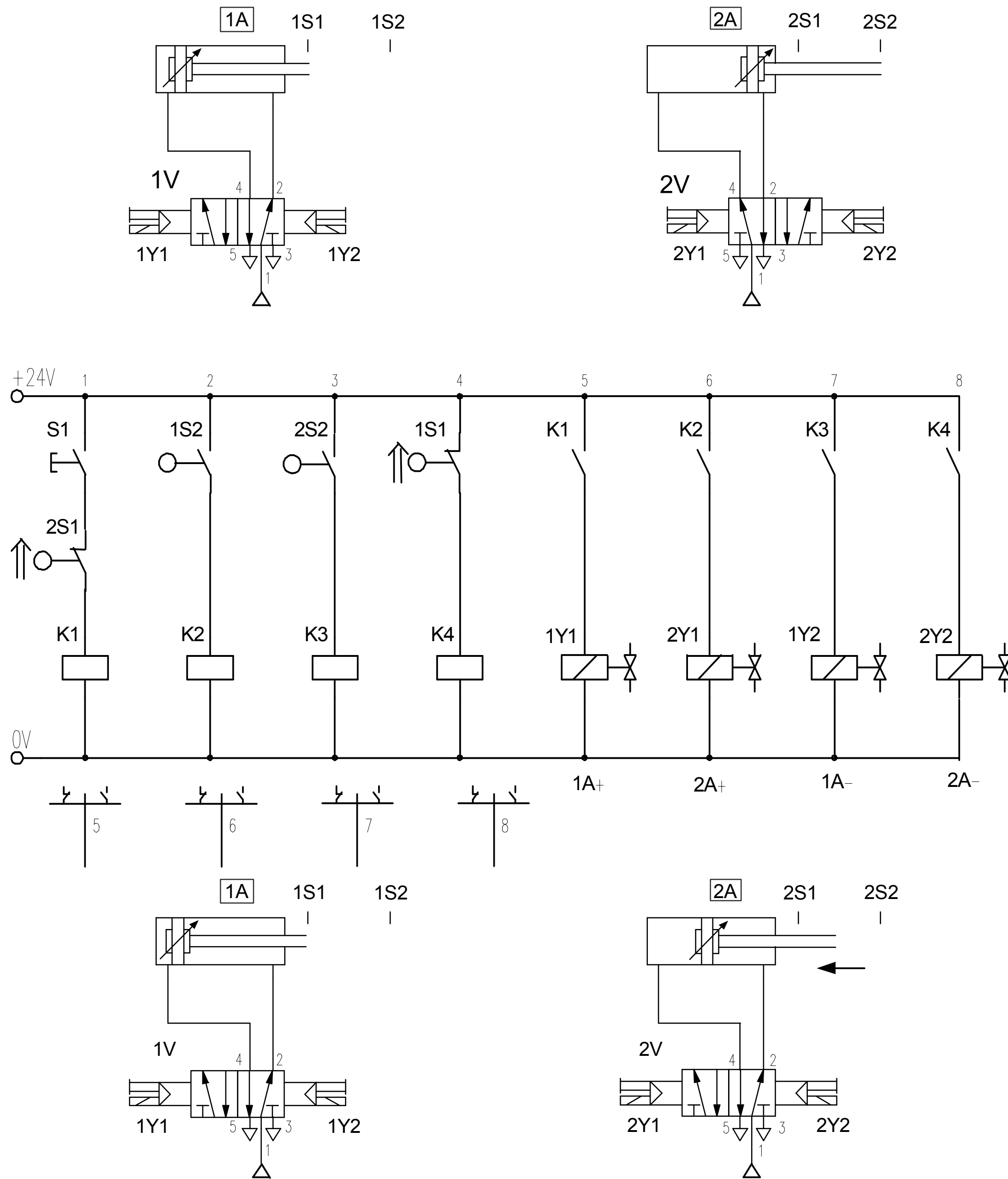


Figura 7-16. Paso 4: 2A-.

La figura 7-17 representa el circuito en su posición inicial y final.

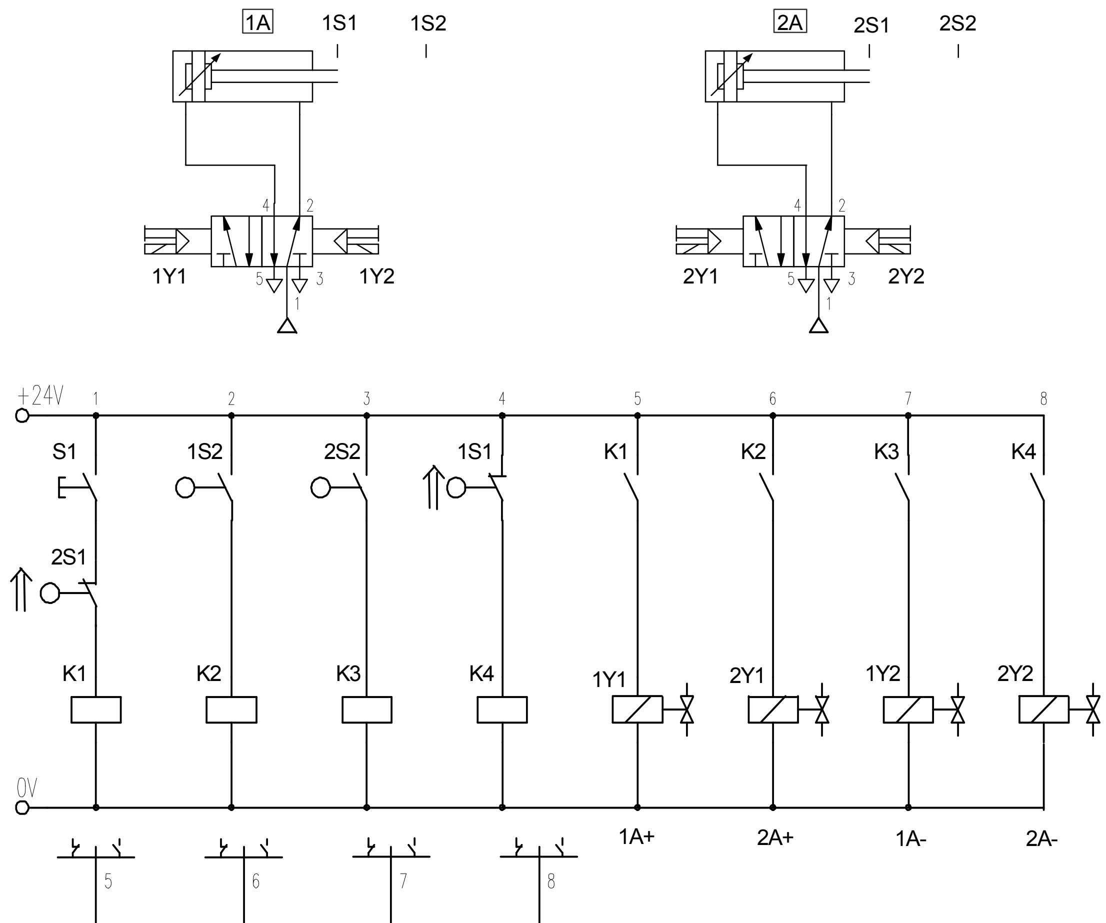


Figura 7-17. Situación de inicio y final de ciclo.

SOLUCIÓN 2 (MEMORIA ELÉCTRICA)

El sistema utiliza, como ya se dijo anteriormente válvulas distribuidoras 5/2 monoestables con una bobina. La memorización de las señales se efectúa mediante circuitos de autorretención. En la figura 7-18 se indica la posición de los finales de carrera eléctricos.

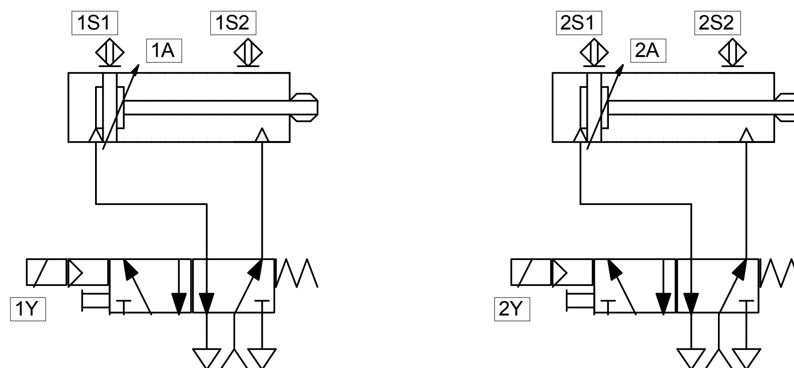


Figura 7-18. Esquema neumático con válvulas monoestables.

Paso 1: objetivo 1A+ (salida del vástago de 1A).

Se trazan los circuitos de mando y principal para el primer relé K1 y para la bobina 1Y. A través del final de carrera 2S1 (sensor de posición tipo reed), que está activado, ya que el cilindro 2A está en el inicio de carrera, así como del pulsador de marcha S1, queda cerrado el circuito 1 con el relé K1. En paralelo a este circuito es tendido el de autorretención, precisamente con un contacto de cierre K1. De este modo se autorretiene el relé K1. Un contacto de cierre de k1, unido en el circuito principal con la bobina 1Y, efectúa la inversión de la válvula distribuidora 1Y2. El vástago del cilindro 1A sale (figura 7-19).

En el esquema eléctrico se ha mantenido siempre la simbología en el momento inicial sin simular los cambios que van sucediendo en dicho circuito. Es decir se representa tal y como se entregaría el plano de montaje, sin carga eléctrica.

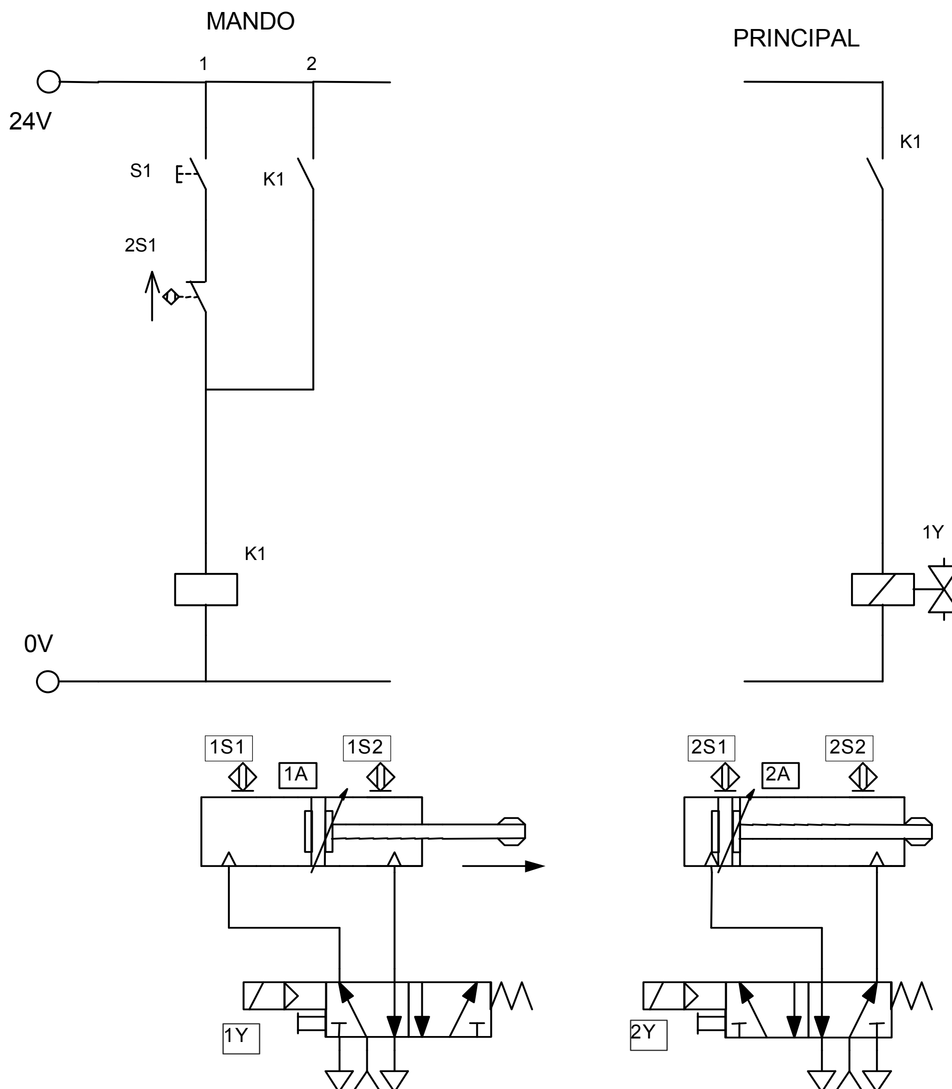


Figura 7-19. Paso 1: 1A+.

Paso 2: objetivo 2A+.

Se traza el 2º circuito de mando con el relé K2 y el 2º principal con la bobina 2Y. El cilindro 1A, en la posición final de carrera acciona 1S2 que efectúa la excitación de K2 en el circuito 3. En paralelo se encuentra la autorretención para el relé K2 a través de un contacto de cierre de K2. En el circuito principal, por el cierre del contacto de cierre K2 queda excitada la bobina 2Y, la válvula distribuidora 2Y conmuta, el vástago del cilindro 2A sale (figura 7-20).

En la línea 3 se coloca en serie un contacto de cierre K1 para que el proceso sea secuencial y no se active K2 a menos que se haya activado K1 en el paso inmediatamente anterior. De esta forma se consigue que, cualquier eventualidad que hiciera que el vástago del cilindro 1A estuviera fuera en el inicio de ciclo, no alteraría la secuencia correcta de funcionamiento.

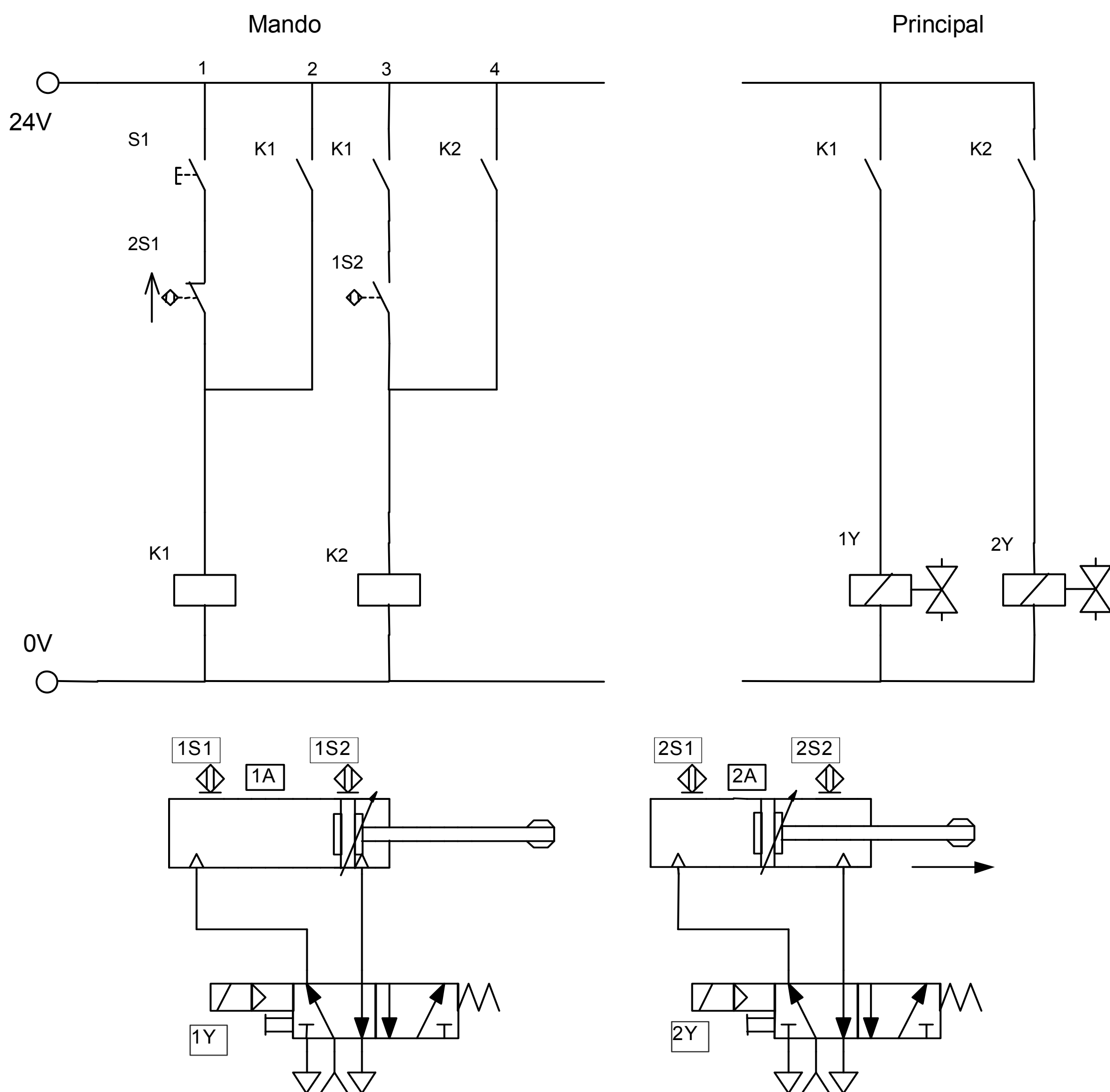


Figura 7-20. Paso 2: 2A+

Paso 3: objetivo 1A-

En este paso tiene que retornar el vástago del cilindro 1A, para lo cual se descexcita el relé K1.

Cuando el cilindro 2A llega al final de carrera acciona 2S2 (final de carrera tipo reed), con la señal de dicho sensor se cierra el circuito 5 de mando accionando el relé K3. Por medio de un contacto normalmente cerrado, gobernado por dicho relé (K3), colocado en serie en la línea 1 de mando se abre el circuito 1, desconectando la memoria eléctrica (figura 7-21).

Como consecuencia se abre el contacto K1 del circuito principal y se desactiva 1Y. La electroválvula entonces vuelve a su posición estable por la acción del muelle y el vástago de 1A comienza a entrar.

En la línea 5 se dispone un contacto de cierre K2 con idéntica misión que el K1 del circuito 3. Por otra parte en este paso se habrá desconectado este último, de esta manera se consigue que el relé K2 del circuito 3 sólo actúe en el momento que le corresponde del ciclo.

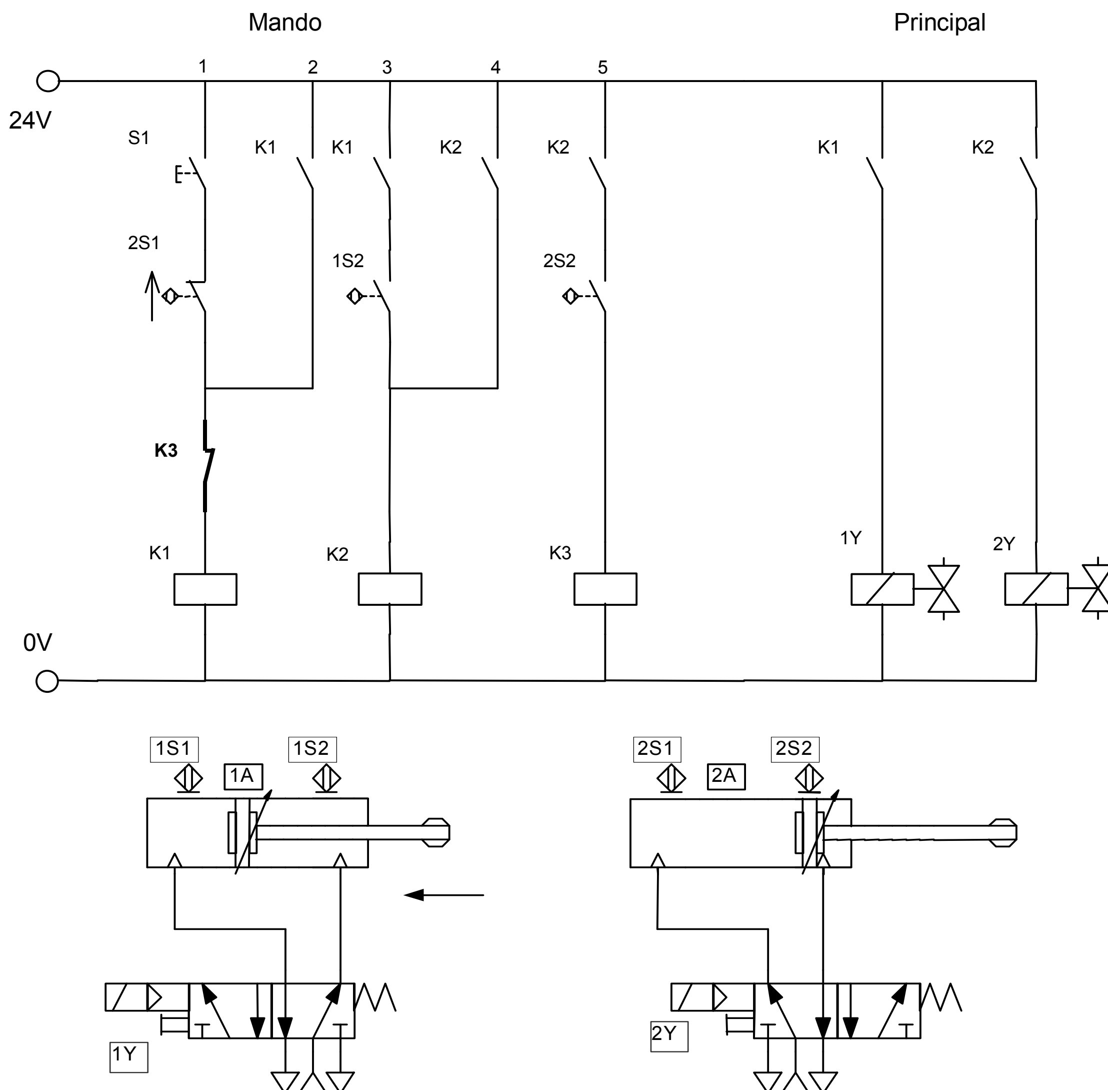


Figura 7-21. Paso 3: 1A-.

Paso 4: objetivo 2A-

En este paso tiene que volver el cilindro 2A para lo cual se desconecta el relé K2. Cuando el cilindro 1A llega al inicio de carrera cierra el contacto 1S1. Además el relé K3 está todavía activado porque 2S2 está cerrado. Se cumplen así las dos condiciones necesarias para que se active el relé K4 (figura 7-22).

Como consecuencia, en el circuito nº 3 el contacto normalmente cerrado de K4 se abre y se libera la autorretención del relé K2. En el circuito 8 se abre el contacto K2 y se desexcita la bobina 2Y. Al ocurrir esto la válvula vuelve a su posición estable por medio del muelle y el vástago del cilindro 2A vuelve a su posición de inicio.

Vuelve todo a la posición inicial. El circuito eléctrico de la Figura 7-22 refleja el circuito tal y como se expresaría para conseguir la secuencia propuesta.

En el circuito 6 figura el contacto de cierre K3 con misión idéntica al K1 del circuito 3 y al K2 del 5. Además en este caso el K2 del 5 se abrirá, con el fín que el relé K3 solo actúe en su momento.

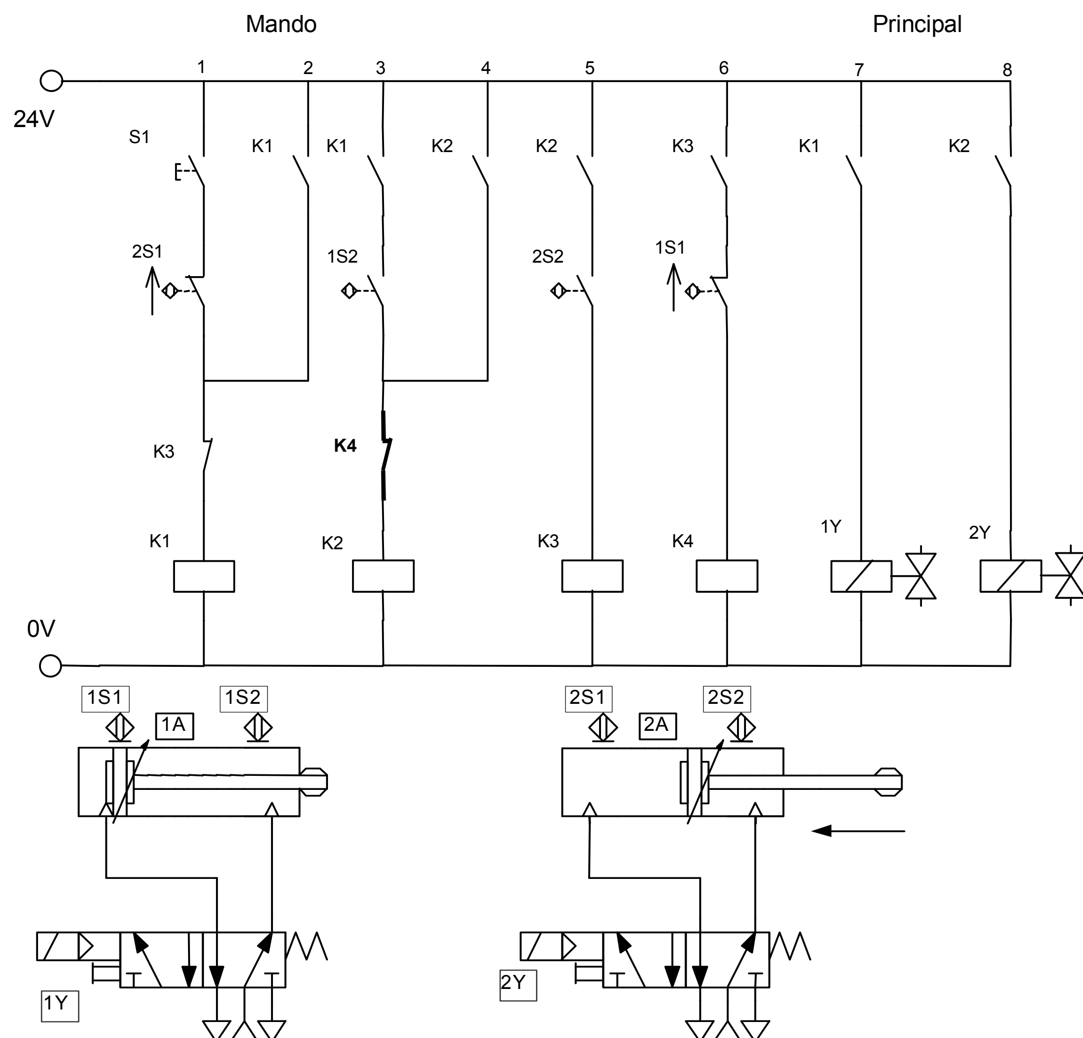


Figura 7-22. Paso 4: 2A-.

7.5 Interferencias de señales

Se denomina interferencia de señales, al caso en que cuando se desea efectuar un movimiento se sigue actuando sobre aquel elemento que produjo el efecto contrario, es decir se está produciendo una señal indeseada que interfiere. Esto mismo ha sido estudiado en el capítulo de neumática 5.3.

En el caso de producirse una interferencia el circuito llega a ese punto y se para, pues no se produce el movimiento deseado.

Para que no se produzca interferencia es necesario que entre dos movimientos del mismo cilindro (1A+, 1A-) exista el movimiento contrario al que produjo el primero de los dos movimientos (1A+). Por ejemplo en la secuencia (1A+, 2A+ , 1A- , 2A-), explicada en 7.4, entre 1A+ y 1A- existe el movimiento 2A+ que es el movimiento contrario al que produjo 1A+ (2A-). Además entre 2A+ y 2A- existe el movimiento 1A- que es el contrario al que produjo 2A+ (1A+). Luego no hay interferencias en este proceso.

Por otra parte hay que tener en cuenta que un proceso no acaba con su secuencia, sino que esta vuelve a empezar, por ello la secuencia anterior debe ser estudiada completa, es decir: (1A+, 2A+ , 1A- , 2A-, 1A+ , 2A+ , 1A- , 2A-, …). En esta secuencia tampoco hay interferencia entre 1A- y 1A+ ni entre 2A- y 2A+ por análogas razones a las mencionadas.

Si, a la inversa, no existe entre dos movimientos contrarios el inverso al que produjo el primero de los dos movimientos, se forma una interferencia que será preciso eliminarla de alguna manera.

Por ejemplo en la secuencia (1A+, 2A+ , 2A-, 1A-) entre 2A+ y 2A- no hay ningún movimiento por lo que no se encuentra el movimiento necesario para que no exista interferencia (1A-), luego la habrá. Si tomamos la secuencia completa (1A+, 2A+ , 2A-, 1A- , 1A+ , 2A+ , 2A-, 1A- ,…) entre 1A- y 1A+ se producirá otra interferencia por análogas razones.

Otro caso: (1A-, 2A+ , 2A-, 1A+ , 3A+, 3A-, 1A- , 2A+ , 2A-, 1A+ , 3A+, 3A-, …) existirán interferencias entre 2A+ y 2A-, entre 3A+ y 3A- y entre 1A- y 1A+ por análogas razones a las ya mencionadas.

La eliminación de las interferencias va a ser explicada mediante los siguientes ejemplos.

7.5.1 Ejemplo 2: Fresadora.

Una fresadora ha de realizar ranuras en un marco de madera. Para resolver tal problema un cilindro (1A) sujeta el marco para luego mediante una unidad de avance (2A) realizar la ranura.

La secuencia deseada es: 1A+, 2A+, 2A-, 1A-, … El croquis del proceso y el diagrama espacio fase se muestran en la figura 7-23. En la figura 7-24 se traza el esquema neumático del proceso.

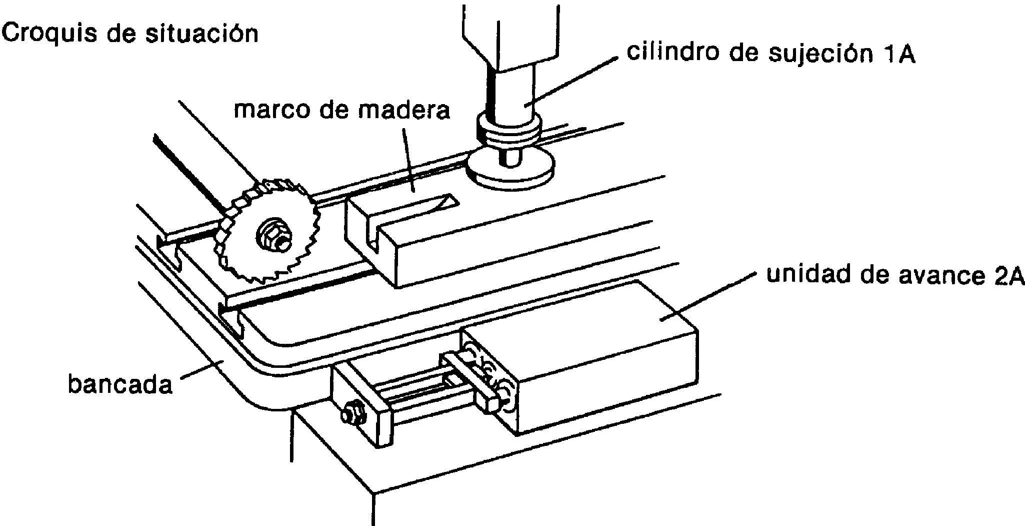


Diagrama espacio-fase

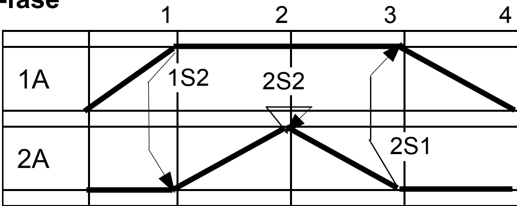


Diagrama de mando

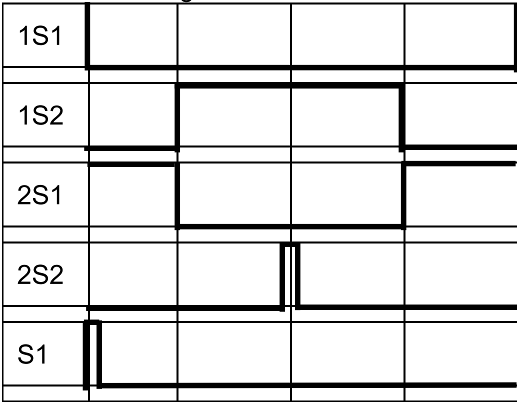


Figura 7-23. Proceso con interferencias.

S1 + 1S1 → 1A+ 2S2 → 2A-

1S2 → 2A+ 2S1 → 1A-

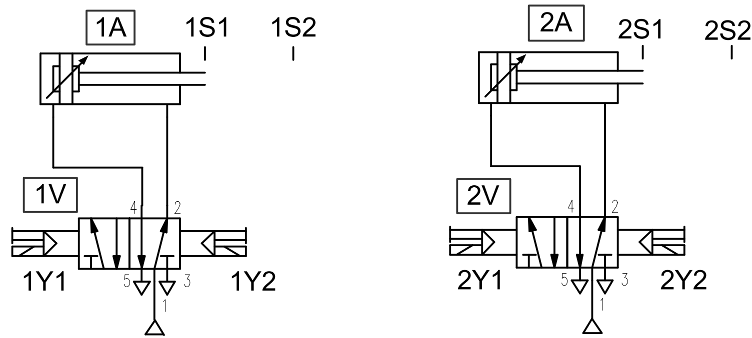


Figura 7-24. Esquema neumático.

En la fase 1 del proceso se desea que comience el movimiento 1A+ estando pisado el fin de carrera 2S1, que es precisamente el que produjo el movimiento 1A-. Es decir se pretende que se realice el movimiento 1A+ cuando se está actuando sobre el sensor que produce el movimiento 1A-.

Por otra parte en la fase 3 se desea conseguir el movimiento 2A- cuando está pisado el sensor 1S2 que produjo el 2A+, es decir aquí se genera una segunda interferencia.

La solución al problema viene por anular las señales producidas por los sensores 2S1 y 1S2, aunque se encuentren accionados por sus respectivos vástagos.

En las figuras desde 7-25 a 7-28 se presentan los esquemas eléctricos que eliminan las interferencias. La explicación se presenta paso a paso para mayor facilidad en su comprensión.

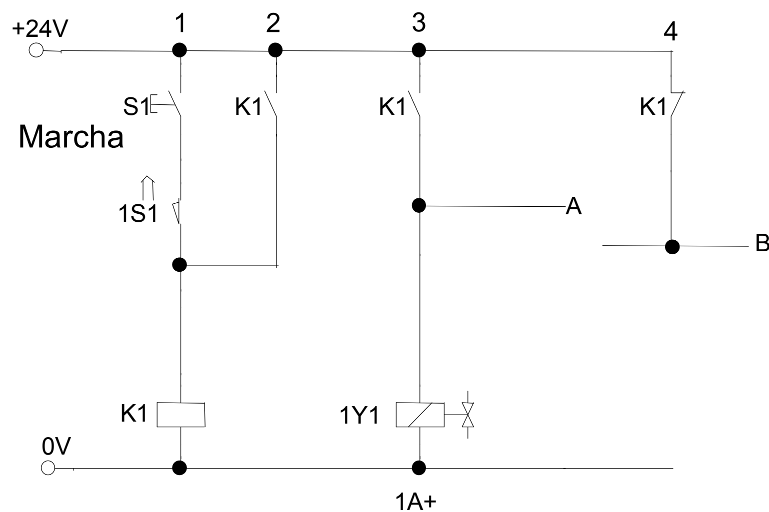


Figura 7-25. Esquema electrico. 1er paso 1A+.

Con el accionamiento de marcha S1 y del final de carrera 1S1 del cilindro 1A se cierra el circuito 1 que excita el relé K1 (figura 7-25). El contacto de cierre K1(2) produce la autorretención del relé K1 y el contacto de cierre K1(3) alimenta la bobina 1Y1 que genera el movimiento 1A+.

En el circuito principal se dispone una segunda línea con un contacto de apertura K1(4), de manera que las dos líneas se van a encontrar conectadas y desconectadas alternativamente.

Cuando el vástago de 1A sale, 1S1 abre sin consecuencia inmediata dado que existe la autorretención por medio del circuito 2.

Cuando el vástago de 1A llega a su fin de carrera anterior pisa 1S2 que tiene como consecuencia la excitación de 2Y1 y el movimiento 2A+.

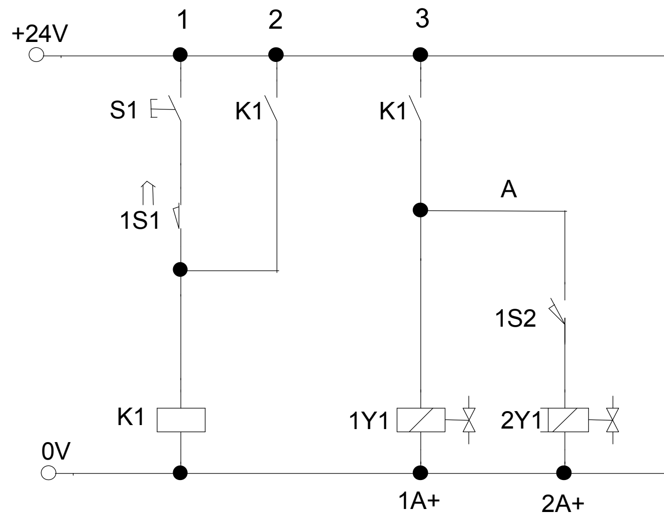


Figura 7-26. Esquema electrico. 2º paso 2A+.

En el momento en que concluye el movimiento 2A+ se pisa el contacto 2S2, debiendo tener una consecuencia doble, la excitación de 2Y2 y al mismo tiempo la desexcitación de 2Y1, con el fin de eliminar la interferencia producida.

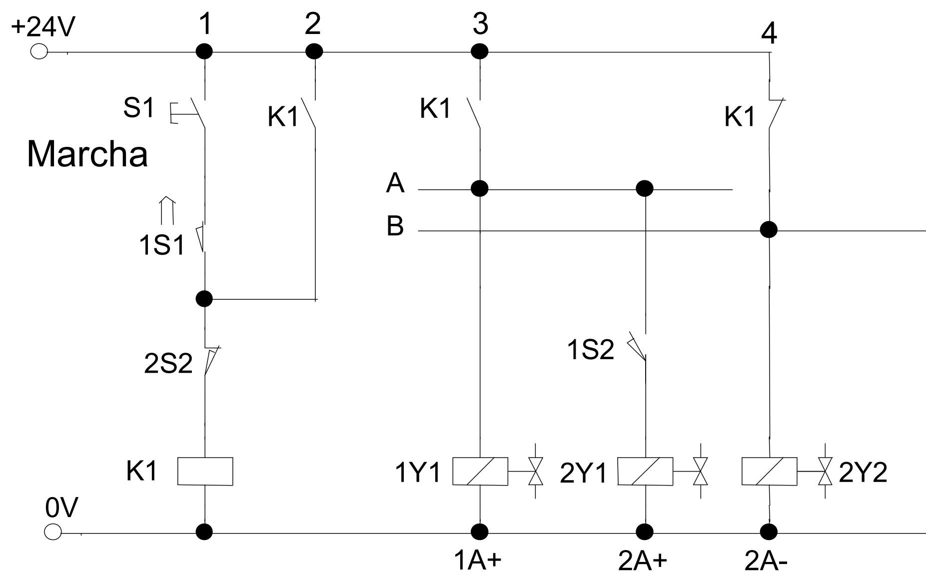


Figura 7-27. Tercer paso 2A-

Para ello, como se observa en la figura 7-27, se ha colocado el contacto de apertura 2S2 en la línea 1, de esta manera cuando se actúa sobre dicho contacto se abre el circuito 1, se desactiva el relé K1 y se elimina su autorretención. Al mismo tiempo se abre el contacto K1(3) y se desexcitan 1Y1 y 2Y1.

Por otra parte, el relé K1 arrastra el contacto de apertura K1(4) que en este momento se cierra, activa la línea auxiliar B a la que está conectada la bobina 2Y2, que se excita y produce el movimiento 2A-.

Cuando comienza el 2A-, se deja de actuar sobre 2S2 que cierra, sin consecuencia inmediata. El vástago retrocede hasta su fin de carrera posterior pisando 2S1, que debe excitar la bobina 1Y2 para que se produzca el movimiento 1A- (figura 7-28).

Figura 7-28 Esquema eléctrico final.

Para ello se ubica el contacto 2S1 (figura 7-28) en serie con la bobina 1Y2, y a su vez en paralelo con la 2Y2. De esta manera se consigue el efecto deseado.

Cuando el vástago de 1A penetra, deja de actuar sobre 1S2, sin consecuencia inmediata. En el instante en que 1A- concluye se actúa sobre 1S1, cerrándose, acabándose el ciclo y quedando todos los elementos en la posición de partida.

Por último hay que observar que cuando el operario vuelva a pulsar S1, comienza el ciclo cerrándose el circuito 1, excitándose el relé K1, consiguiendo su autorretención, y lo que es más importante, cerrando el contacto K1(3) y abriéndose el K1(4).

De esta manera se alimenta la línea auxiliar A y se desconecta la B, eliminándose las excitaciones de 2Y2 y 1Y2, y por tanto la interferencia producida.

Como resumen hay que observar que las bobinas situadas a la izquierda de las válvulas, 1Y1 y 2Y1, están conectadas a la línea auxiliar A y las de la derecha a la B. Estas líneas están activadas alternativamente, eliminándose así las interferencias.

7.5.2 Ejemplo 3: Dispositivo de cortar.

Se trata de cortar un fleje o tira de chapa mediante una cuchilla, para ello primero se ha de sujetar el fleje, después cortarlo y por último empujarlo para echarlo en un cestón.

La tira de chapa es colocada en el dispositivo y sujetada por el cilindro 1A. El cilindro 2A corta con la cuchilla la tira de chapa. El cilindro 1A elimina la sujeción y el cilindro 3A la expulsa. La secuencia deseada es 1A-, 2A+, 2A-, 1A+, 3A+, 3A-,… La figura 7-29 representa el esquema del proceso y el diagrama espacio-fase.

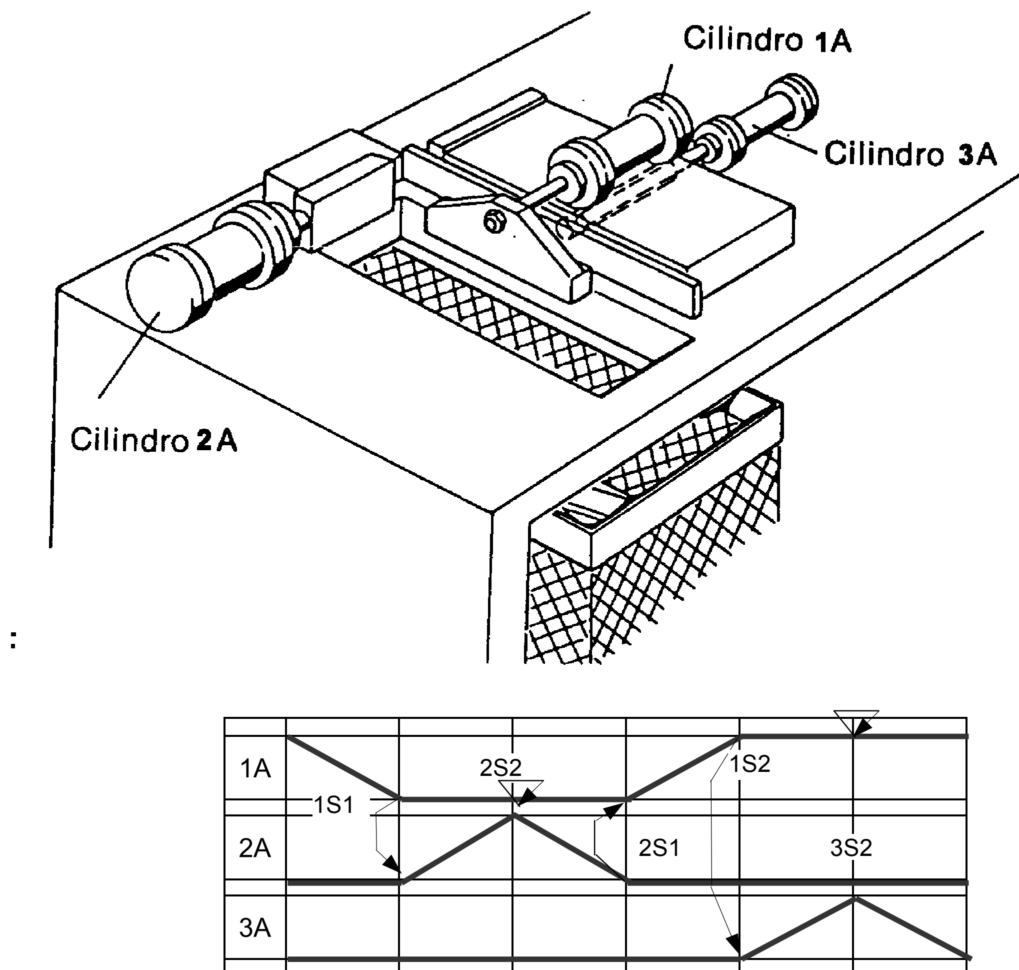


Figura 7-29. Esquema del proceso.

Secuencia 1A- , 2A+ , 2A-, 1A+ , 3A+, 3A-

Paso 1: Diseño del circuito neumático

La figura 7-30 representa la disposición de los cilindros 1A, 2A y 3A con sus válvulas distribuidoras 5/2 biestables y la posición de los finales de carrera eléctricos. La válvula 1V deberá tener una posición inicial contraria a las otras 2 para que el vástago de 1A esté en posición inicial en su final de carrera.

La resolución es análoga al del ejemplo anterior pero con tres líneas auxiliares pues se producen tres interferencias en lugar de dos; entre 1A- y 1A+, entre 2A+ y 2A-, y entre 3A+ y 3A-.

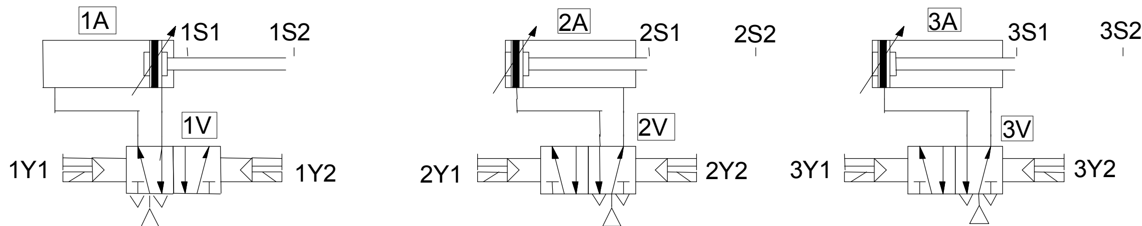


Figura 7-30. Disposición circuito neumático.

Paso 1: Primera línea de mando y principal del circuito eléctrico (1A- 2A+)

En el circuito de mando, el relé K1 es excitado a través del pulsador S1 y a través de la "consulta" por medio del final de carrera 3S1. Se trata de saber si el vástago de 3A ha retornado a su posición inicial antes de que vuelva el de 1A. Además el contacto K1 en paralelo realiza la autorretención que será eliminada posteriormente por el contacto (K2) inicialmente cerrado de un relé (figura 7-31).

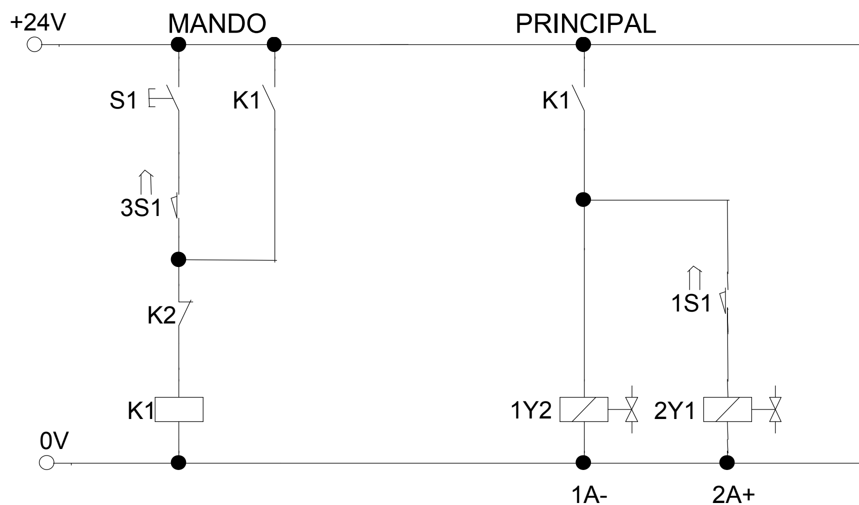


Figura 7-31. Esquema eléctrico: primer grupo.

En el circuito principal, el contacto de cierre de K1 cierra el circuito. La bobina 1Y2 se excita, invierte la válvula y el vástago del cilindro 1A entra. En el momento en que el vástago de 1A llega a su posición posterior acciona el interruptor 1S1, que al cerrar acciona la bobina 2Y1, la cual

invierte la válvula y hace que el vástago de 2A salga. La flecha que figura junto a 1S1 indica que el vástago al salir abre y al entrar cierra.

Paso 2: Segundas líneas de mando y principal (2A- 1A+ 3A+)

En la posición anterior del cilindro 2A se acciona el final de carrera 2S2. A través de éste se excita el relé K2 (K1 está cerrado del paso anterior y K3 es un contacto cerrado inicialmente que no se abrirá hasta que se excite el relé K3 como se verá más adelante). Como consecuencia de excitarse K2 sucede lo siguiente (figura 7-32):

1. Se retroalimenta por el contacto K2(4) dispuesto en paralelo, por lo que K2 permanecerá activado hasta que se active el relé K3.
2. Se desactiva K1 debido a que el contacto K2 (inicialmente cerrado de la línea 1 de mando) se abre eliminando la autorretención. Se abre K1(7) eliminándose así un pilotaje de las válvulas 1V y 2V, producido por 1Y2 e 2Y1.
3. Se cierra el contacto inicialmente abierto de la línea principal 8 por lo que se activa la bobina 2Y2. Esto hace invertir la válvula de gobierno 2V y el vástago del cilindro 2A vuelve a entrar.

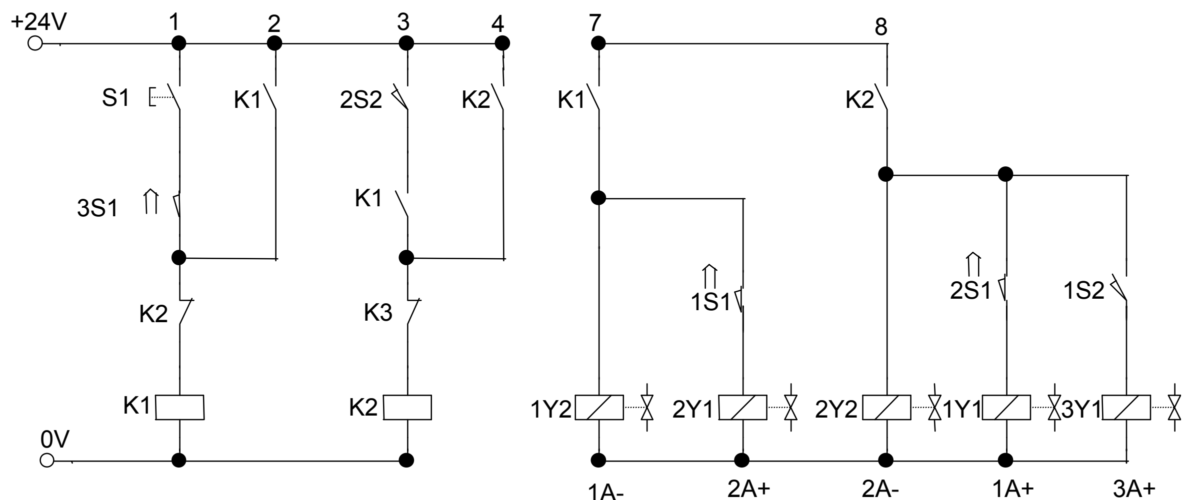


Figura 7-32. Esquema eléctrico: segundo grupo.

Al llegar a la posición inicio de carrera se cierra 2S1, que hace activar 1Y1, que a su vez invierte la válvula 1V y por lo tanto vuelve a salir el vástago de 1A.

Por último al llegar 1A a su final de carrera, acciona 1S2, que hace activar la bobina 3Y1, se invierte 3V y el vástago de 3A sale

Paso 3: Terceras líneas de mando y principal (3A-)

Para evitar la nueva interferencia se necesita una nueva línea. De esta forma, siguiendo el orden cronológico desde el punto en que se ha dejado en el paso anterior, 3A al salir accionará su final de carrera (3S2) que hará excitar el relé K3. Esto traerá dos consecuencias (figura 7-33):

1. K2 se desactivará por el contacto K3(3) inicialmente cerrado que hemos visto en el paso anterior y que al activarse K3 abrirá el circuito. Al desactivarse K2 la segunda línea auxiliar se desactivará, desexcitándose 2Y2 y 2Y1 sin consecuencia inmediata y 3Y1, eliminándose así la interferencia que existía y que impedirá 3A-.

2. En la línea principal otro contacto de K3(3) inicialmente abierto, se cerrará, activando la bobina 3Y2 que invertirá la válvula 3V, que hará volver al vástago de 3A.

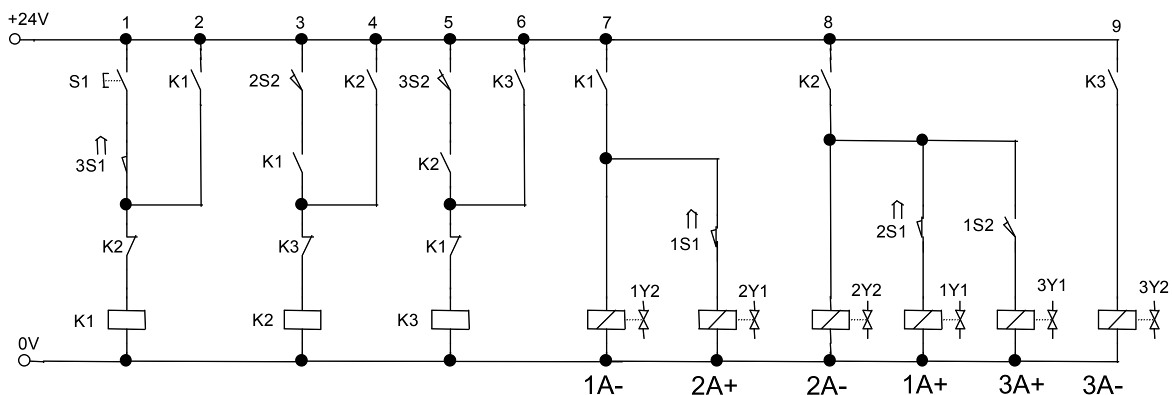


Figura 7-33. Esquema eléctrico final.

Para finalizar K3(9) se desactivará cuando se vuelva a activar el relé K1 en el ciclo siguiente.

Los contactos K1(3) y K2(5) tienen como finalidad que los relés K2 y K3, respectivamente, sólo se activen en el momento que se necesiten y nada más que en el momento que se necesiten.

Consideramos que el lector a partir de aquí podrá resolver otros casos más complejos, aplicando los métodos básicos explicados.

8. Neumática proporcional

La técnica proporcional es novedosa en su aplicación neumática, aunque no tanto en el campo de la oleohidráulica. Está basada en el uso de válvulas proporcionales, bien sean éstas de caudal o de presión.

Se entiende por válvula proporcional aquélla en la que una magnitud física del fluido (caudal o presión) a la salida de la válvula es proporcional a una señal eléctrica analógica de entrada $X=K\cdot V$. Donde X es presión o caudal; K una constante de proporcionalidad y V es la señal analógica de tensión continua que se introduce en la válvula. No se alimentan las válvulas con 0 V ó 24 V, como en las válvulas convencionales, sino que se hace con una señal que puede variar en un rango determinado (por ejemplo de 0 a 10 V).

De esta forma se obtienen valores intermedios de presión o caudal, a diferencia de las válvulas convencionales.

8.1 Clasificación

Las válvulas proporcionales pueden clasificarse en primer lugar en:

- Válvulas de caudal
- Válvulas de presión

Las válvulas de caudal regulan esta entidad de manera continua entre un valor nulo y uno máximo. Por otra parte son válvulas distribuidoras con corredera, teniendo un número de vías y de posiciones variable.

Las válvulas de presión regulan este parámetro en su salida, igualmente de manera continua, entre un valor mínimo y un valor máximo, equivalente a la presión de entrada.

En los apartados siguientes se explican dos válvulas de entre las más frecuentemente empleadas, suficientemente representativas del resto, disponibles en el mercado.

8.2 Válvula proporcional de caudal 5/3

La válvula proporcional que se describe es la MPYE-5-1/8 de FESTO, representada en la figura 8-1 y esquematizada en la figura 8-2.

Su símbolo ISO, que aparece también en la figura 8-1, es análogo al de una válvula convencional 5/3 añadiendo dos rayas encima y debajo. Además la flecha en el solenoide indica la posibilidad de variación en la señal de entrada.

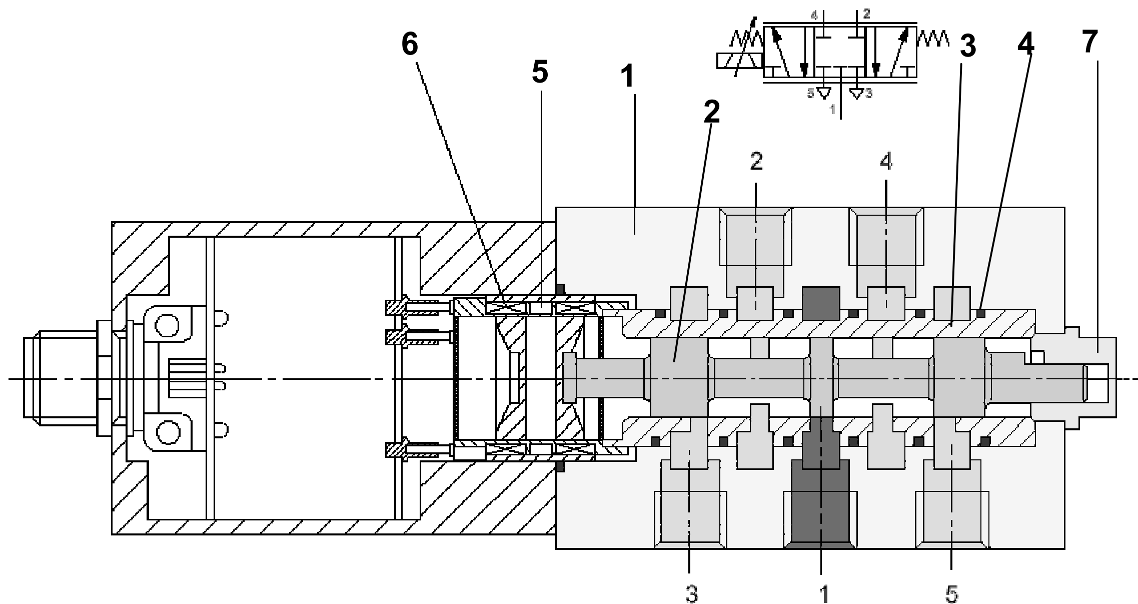


Figura 8-1. Válvula proporcional de caudal.

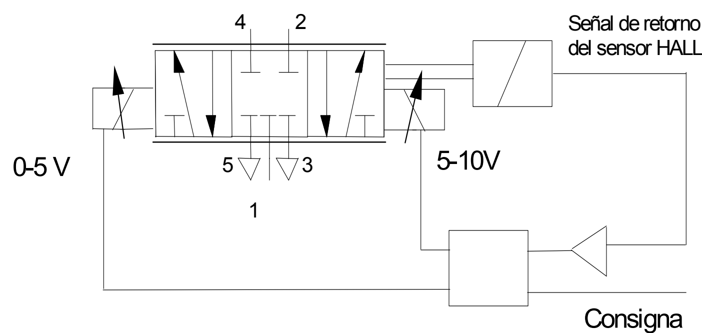


Figura 8-2. Esquema funcional de la válvula.

La válvula proporcional dispone de un cuerpo (1) en el que se aloja la corredera (2), ésta se desplaza dentro de un casquillo fijo (3) alojado en el interior del cuerpo. Entre el casquillo y el cuerpo se disponen unas juntas (4) para mejorar la estanquidad.

La corredera se desplaza directamente gracias a un solenoide proporcional (5), y por lo tanto puede posicionarse de manera variable y continua en función de la tensión de alimentación.

Por otra parte tiene un sensor de posición (6) que controla la posición de la corredera y permite su realimentación, es decir, modifica su posición si no se ha alcanzado la que debiera tener.

El tapón (7) sirve para el mantenimiento, pudiendo extraer la corredera para su limpieza y puesta a punto.

8.2.1 Funcionamiento

La válvula proporcional convierte una señal eléctrica analógica de entrada en una determinada posición de la corredera y, por ende, una concreta apertura de la sección transversal

del paso de aire a través de la corredera. Para 5V la válvula se coloca en la posición intermedia con centros cerrados. No hay paso de aire más que la mínima fuga natural hacia escape, debida a la forma constructiva de la válvula. A 10V y a 0V la corredera de la válvula se coloca en sus posiciones finales, bien hacia un extremo, dejando pasar el máximo caudal desde la vía 1 a la 2, bien en el otro, dejando pasar el máximo caudal de 1 a 4, y un caudal nulo en los dos casos en las otras vías de trabajo, 4 a 5 y 2 a 3 respectivamente. En posiciones intermedias circula un caudal menor, de 1 a 2 ó 4, y un caudal nulo hacia la otra vía (4 ó 2). Existen pequeñas fugas de 1 a 3 y de 1 a 5 en todo caso.

Un solenoide actúa directamente sobre la corredera de la válvula como un transductor electromecánico de posición. Un control electrónico de la posición de la corredera (realimentación del control de posición) permite obtener buenas respuestas estáticas y dinámicas, que quedan reflejadas en la baja histéresis (por debajo del 0,3%), bajo tiempo de respuesta (5 ms) y alta frecuencia máxima (100 Hz). La válvula es particularmente apropiada para el uso como un elemento final de control, y por lo tanto como un controlador de posición de un cilindro neumático.

En la figura 8-3 se representa el diagrama tensión - caudal de la válvula proporcional MPYE-5-1/8 de FESTO, donde se define el caudal que llega al actuador.

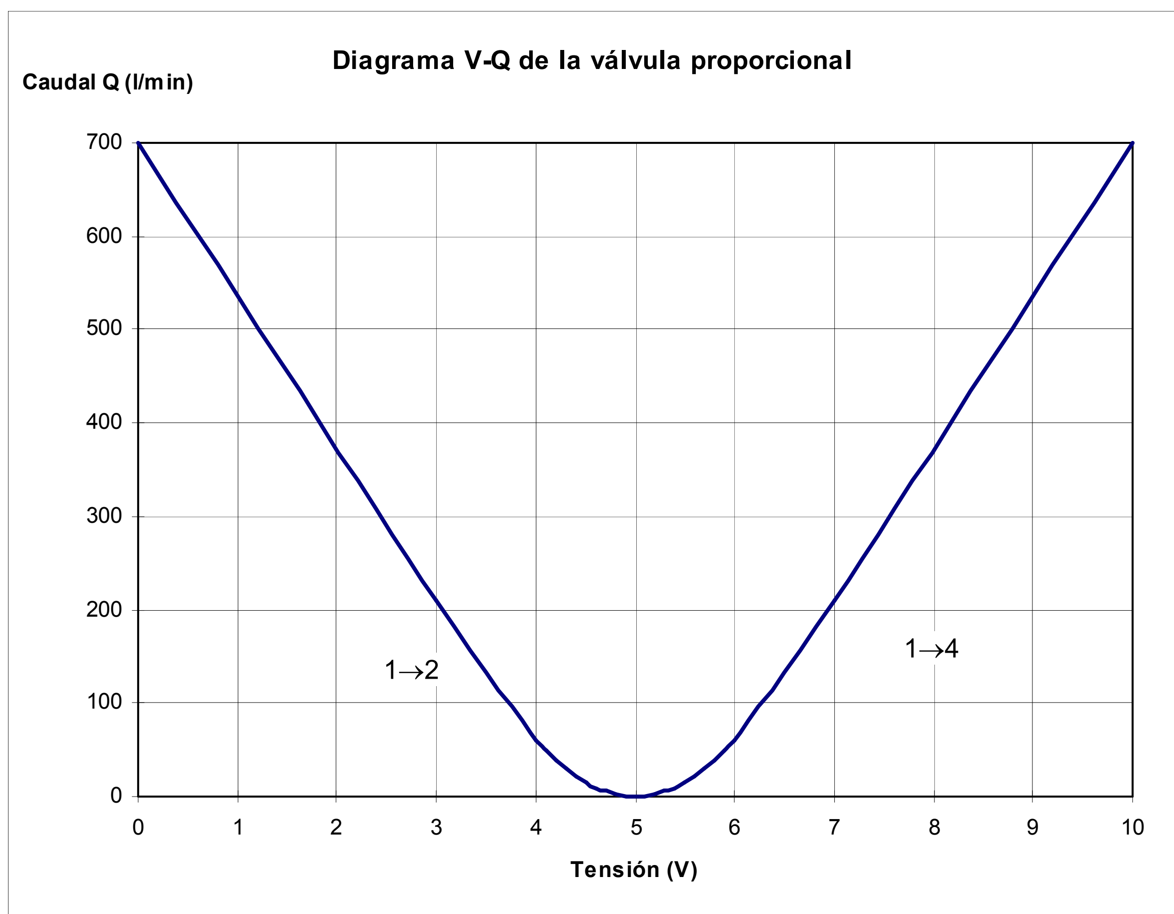


Figura 8-3. Gráfica tensión – caudal.

El sensor de posición sirve de retroalimentación interna, de manera que si no se hubiera alcanzado la posición deseada en función de la intensidad recibida, lo acusaría y daría la información suficiente para que la corredera terminase ocupando la posición debida.

8.3 Válvula proporcional de presión

La válvula proporcional de presión tiene la misma finalidad que la válvula reguladora de presión convencional explicada en el apartado 4.4.1, es decir, conseguir mantener constante la presión de salida, independientemente de la magnitud de la presión a su entrada, con la condición de que aquélla siempre sea menor que ésta. Por otra parte la presión constante de salida puede variarse, igual que en aquélla.

La válvula proporcional de presión tiene una parte neumática análoga a la convencional, pero además posee determinados elementos electrónicos que la distinguen de aquélla, y que la hace más exacta.

8.3.1 Funcionamiento

Una tensión de alimentación de consigna hace que una lengüeta (4) (figura 8-4) ocupe una determinada posición ante una tobera (5), de tal manera que salga a escape un cierto caudal de aire, y se obtenga un determinado equilibrio, en el que la válvula principal (6) adquiera una determinada posición.

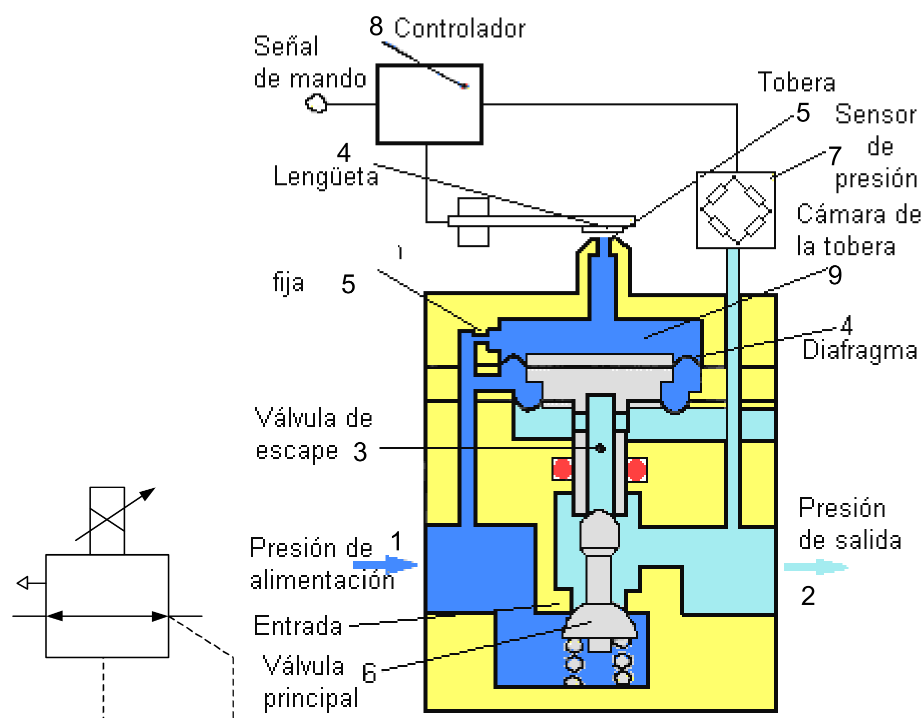


Figura 8-4. Valvula proporcional de presión.

En esta posición, esta válvula principal produce una perdida de carga el punto de alimentación a la entrada de la válvula proporcional (1) y la de su salida (2), consiguiendo así que la presión de salida sea la de consigna.

Si la presión obtenida en (2) fuese superior a la deseada, habría que aumentar la pérdida de carga, para ello el sensor de presión (7) se lo comunicaría al controlador (8), que haría que la lengüeta (4) abriese el paso hacia escape, disminuiría la presión en la cámara de la tobera (9) y la válvula principal (6) se cerraría, produciendo mayor pérdida de carga, hasta alcanzar un nuevo equilibrio en el que la presión de salida fuese la deseada.

Si la presión obtenida fuese inferior a la requerida las cosas sucederían a la inversa.

La presión de salida de consigna puede variarse modificando la tensión de alimentación del controlador.

La figura 8-5 representa el proceso mediante un diagrama de bloques. La figura 8-6 representa la relación entre la tensión de entrada y la presión de consigna de salida en la válvula EIT2040 de SMC descrita.

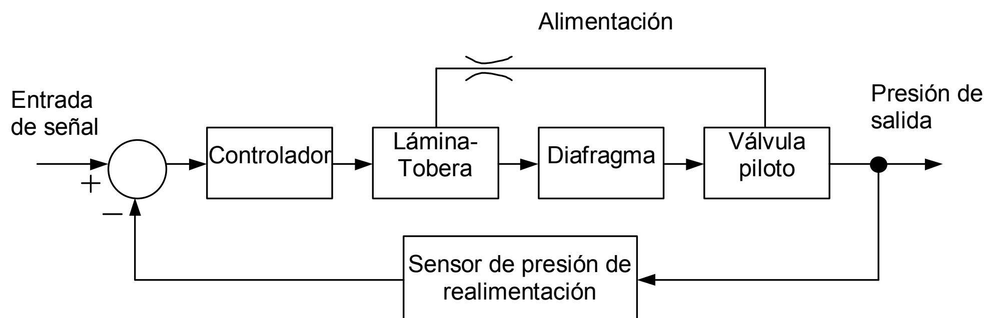


Figura 8-5. Diagrama de bloques.

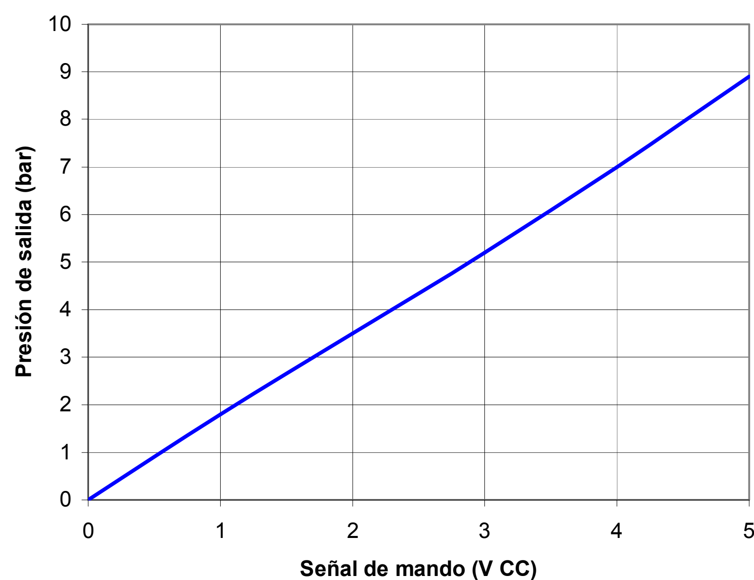


Figura 8-6. Gráfica tensión – presión.

8.4 Simbología

Los símbolos más utilizados en este tema son:

Sensor de presión (símbolo eléctrico)	
Sensor de presión (símbolo neumático)	
Válvula proporcional (símbolo neumático)	
Válvula proporcional (símbolo eléctrico)	
Potenciómetro lineal (sensor de posición)	

8.5 Prácticas a realizar

A continuación se explican las prácticas a realizar en el laboratorio que tienen como finalidad regular la velocidad del émbolo de un cilindro sin vástago, la fuerza producida por un cilindro de simple efecto, mediante la regulación de la presión, y la posición del émbolo de un cilindro.

REGULACIÓN DE LA VELOCIDAD DE DESPLAZAMIENTO DE UN CILINDRO EN LAZO ABIERTO MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DE UNA VÁLVULA PROPORCIONAL DE CAUDAL.

El objetivo de esta práctica es hacer funcionar la válvula proporcional como un regulador de velocidad del cilindro. Para ello, se debe tener en cuenta el diagrama tensión - caudal de la figura 8- 8-3, correspondiente a la válvula empleada en el laboratorio.

Como es sabido la velocidad del cilindro dependerá del caudal de aire y como éste es función de la tensión en voltios que se introduce en la válvula, se obtiene que la velocidad del cilindro será función de la tensión con que se alimenta la válvula.

Es necesario tener presente que de 0 a 5 V el sentido del caudal de aire será hacia una de las entradas del cilindro y por lo tanto su émbolo se moverá en un sentido determinado mientras que de 5 a 10 V el émbolo del cilindro se moverá en sentido inverso.

La entrada en voltios (consigna) hacia la válvula se hará desde un PC por medio de salida de un convertidor A/D. Para los no iniciados en este tema conviene que traten esto como si el ordenador funcionara como un potenciómetro que da una salida de corriente continua entre 0 y 10V. En la figura 8-7 se representan los esquemas neumático y eléctrico de la práctica.

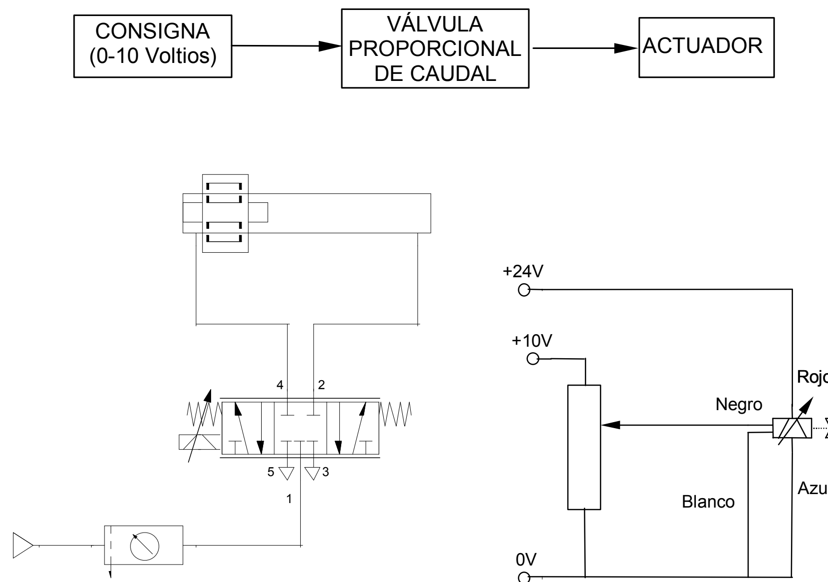


Figura 8-7. Esquemas neumático y eléctrico.

Como actuador se usará un cilindro sin vástago que tiene la ventaja de poseer la misma sección efectiva en un sentido y en otro.

CONTROL DE LA PRESIÓN DE UN CILINDRO MEDIANTE LA UTILIZACIÓN DE UNA VÁLVULA PROPORCIONAL DE CAUDAL.

En esta práctica se trata de controlar la fuerza producida por el vástago de un cilindro, mediante la regulación de la presión de trabajo de un cilindro de simple efecto. Se deben conectar todos los elementos tal como se indica en los esquemas de las figuras 8-8 y 8-9.

Como consigna, igual que en el caso anterior se utilizará una salida del convertidor A/D del PC. Como control se emplea la caja PID (control Proporcional, Integral, Derivativo). Una vez más para los no iniciados en temas de control hay que indicar que en esta caja lo que se hace es que el control sea más preciso, responda más rápidamente, etc. modificando los valores de las constantes K_p , K_I y K_d . Como elemento final de control se usa la válvula proporcional distribuidora y como actuador un cilindro de simple efecto. Para realimentar el bucle de control se dispone de un sensor de presión externo que traduce la presión en bar a una señal eléctrica analógica de corriente continua de entre 0 y 10 V que se corresponde con una presión de entre 0 y 10 bar.

Las conexiones neumáticas son como se indican en la correspondiente figura 8-8. Se ha de taponar una de las vías de la válvula proporcional ya que se emplea un cilindro de simple efecto. Se recomienda la inclusión de un manómetro.

La figura 8-9 representa las conexiones con la caja PID. No es muy importante entender los símbolos que hay dentro de ella. Pero lo que se quiere destacar es la conexión del sensor de presión situado a la izquierda del esquema, así como la de la válvula proporcional dispuesta a la derecha del mismo.

El sensor de presión debe llevar el cable rojo a +15 V , el azul a la tierra analógica (analog ground), el negro hacia la conexión de realimentación del PID. Es necesario conectar la otra borna de dicha conexión hacia la tierra analógica mediante un cable. El cable blanco del sensor no se utiliza por lo que conviene colocarlo donde no moleste.

La electroválvula lleva conectado el cable rojo hacia +24V, el azul a - 0V, el cable negro hacia la salida de la caja PID y el blanco hacia la tierra analógica.

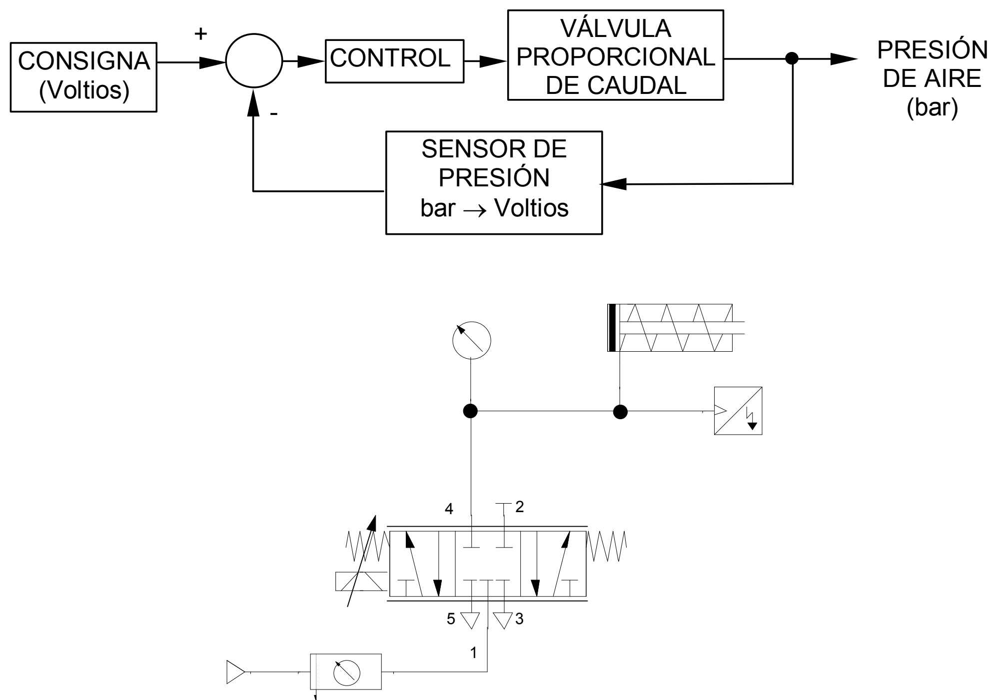


Figura 8-8. Esquema neumático.

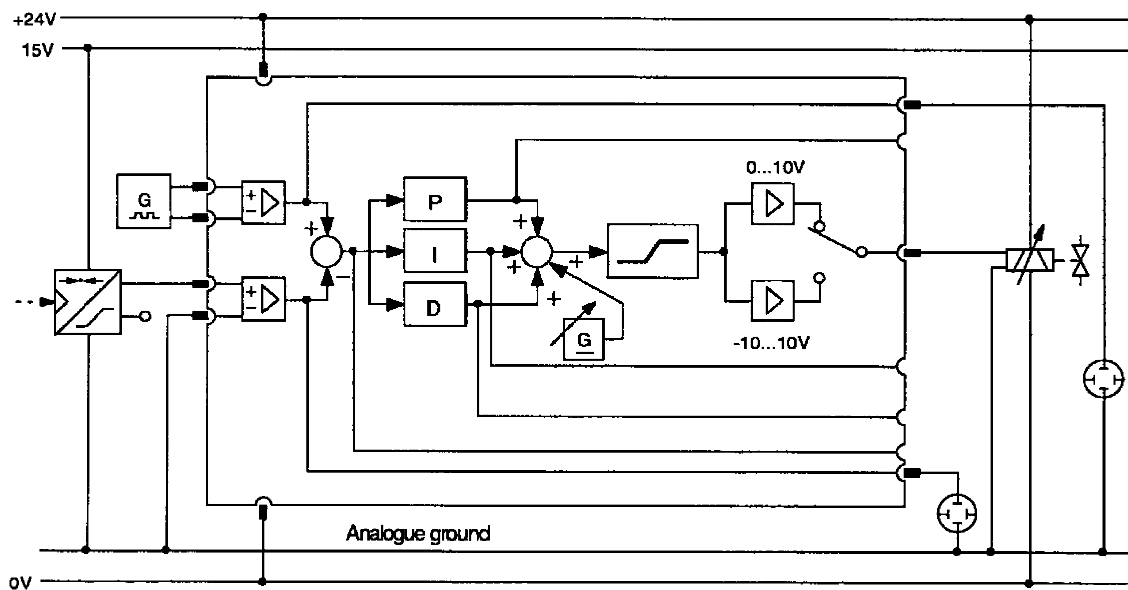


Figura 8-9. Conexiones eléctricas.

CONTROL DE LA POSICIÓN DEL ÉMBOLO DE UN CILINDRO MEDIANTE EL USO DE UNA VÁLVULA PROPORCIONAL DE CAUDAL.

Se trata de controlar la posición del émbolo de un actuador neumático. Para ello se deben seguir las conexiones que se indican en los esquemas de las figuras 8-10, 8-11 y 8-12.

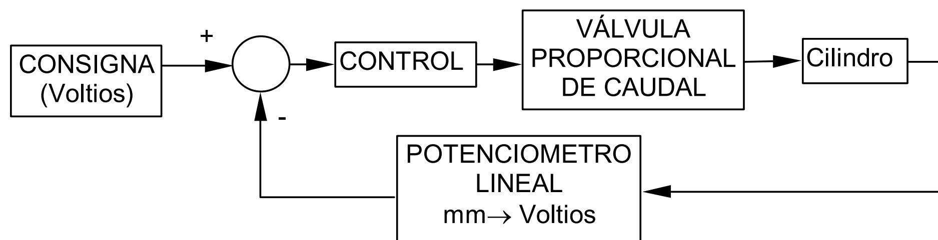


Figura 8-10. Diagrama de bloques.

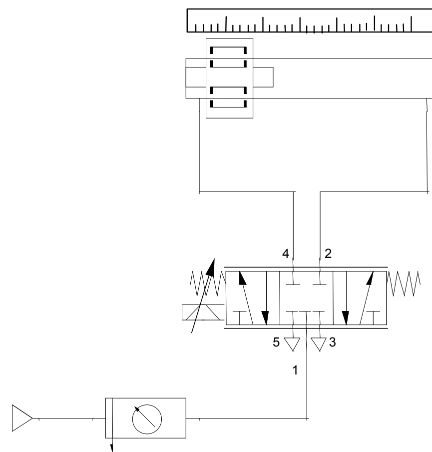


Figura 8-11. Esquema neumático.

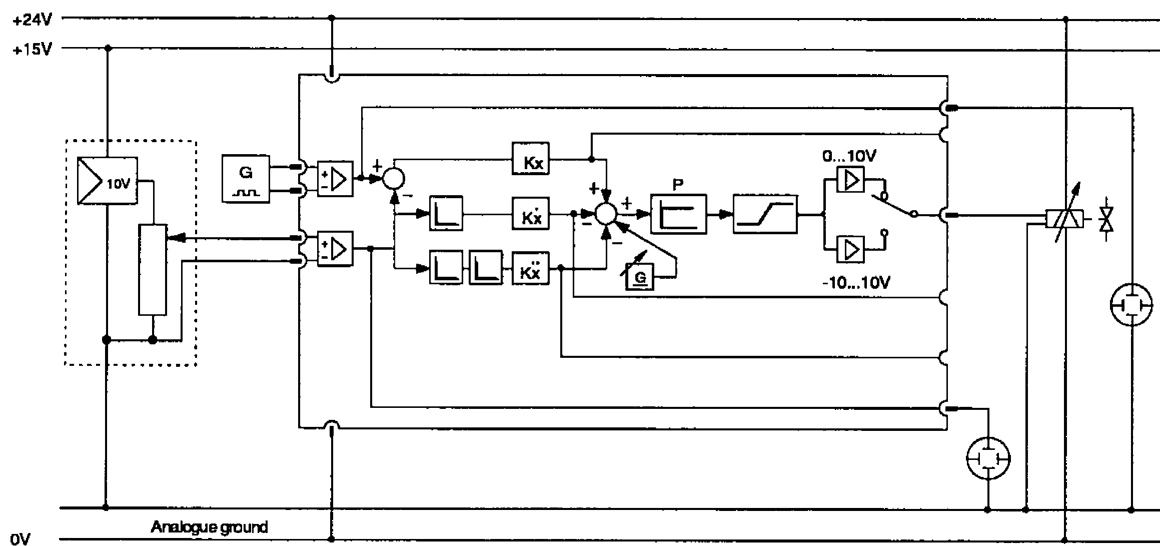


Figura 8-12. Conexiones eléctricas.

Como consigna, igual que en el caso anterior se usará una salida del convertidor A/D del PC que corresponda a una posición en milímetros de la carrera del cilindro. Como control se emplea la caja control proporcional en el que se puede introducir constantes proporcionales a la posición velocidad y aceleración del actuador. Como elemento final de control se usa la válvula proporcional y como actuador un cilindro lineal sin vástago. Para realimentar el bucle de control se dispone de un potenciómetro lineal que actúa como sensor de posición externo.

Las conexiones neumáticas son como se indican en la correspondiente figura 8-11 de la página anterior.

El potenciómetro se debe conectar de la siguiente manera: el cable rojo a +15 V , el azul a la tierra analógica (analog ground), el negro y el blanco hacia la conexión de realimentación del control. Como su longitud efectiva son 225 mm y su tensión de salida va de 0 a 10 V. La constante de proporcionalidad para pasar los voltios a mm será de 22,5. De está forma si el potenciómetro nos da una señal de 1 V quiere decir que el cilindro está en la posición 22,5 mm.

La electroválvula lleva conectado el cable rojo hacia +24V el azul a - 0V, el cable negro hacia la salida de la caja del control y el blanco hacia la tierra analógica.

9. Automatización con autómatas programables.

El autómata programable industrial es un equipo destinado a automatizar las operaciones secuenciales propias de un proceso productivo.

En el caso que nos atañe no se va a entrar en detalles de su funcionamiento interno sino que únicamente se explica a nivel de usuario. En este capítulo se presenta un resumen de la función que desempeña en la industria y de las partes que componen los autómatas para entender su aplicación a sistemas neumáticos y oleohidráulicos.

9.1 Conexión del autómata a la máquina neumática.

Haciendo una analogía entre el funcionamiento de una máquina neumática con el cuerpo humano, se puede decir que en la máquina neumática el cerebro es el autómata programable o PLC mientras que el músculo o la parte que se encarga de realizar el trabajo mecánico son los actuadores.

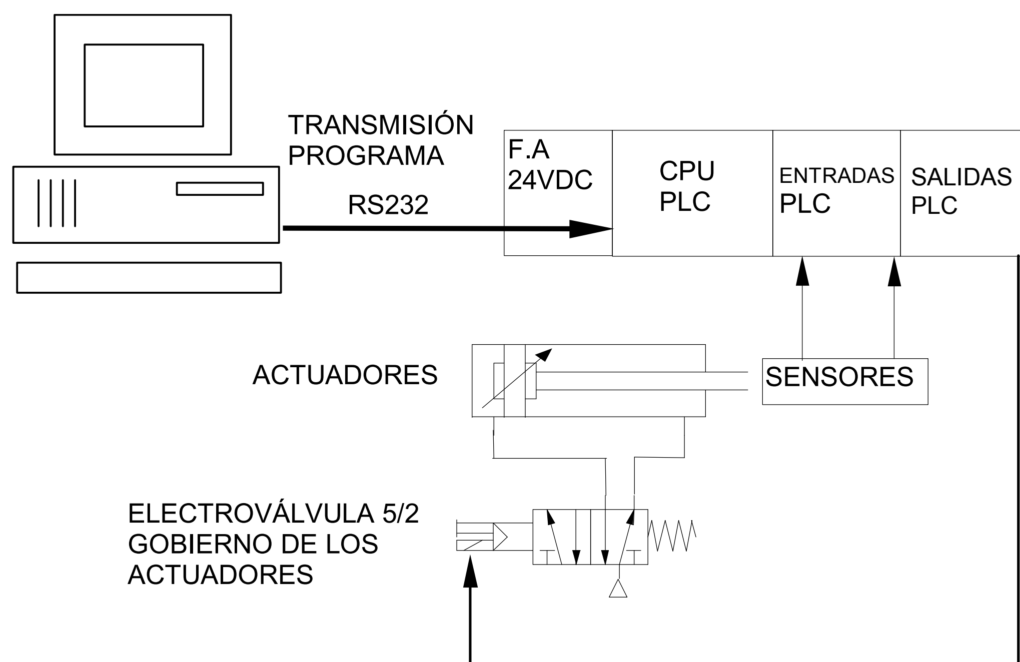


Figura 9-1. Esquema de un proceso con elementos neumáticos automatizado con PLC.

En los mecanismos neumáticos entran en juego los siguientes elementos (figura 9-1):

1. **ACTUADORES NEUMÁTICOS:** Cilindros, actuadores de giro, generadores de vacío, actuadores lineales (cilindros sin vástago). Son los encargados de realizar el trabajo mecánico.

2. **GOBIERNO DE LOS ACTUADORES:** Electroválvulas 3/2, 5/2, 5/3, monoestables y biestables. Gobiernan el paso del aire comprimido hacia los actuadores, determinando así

su movimiento. Pueden ser monoestables, con sólo una posición estable (con una bobina eléctrica y reposición por muelle), o bien biestables (con dos bobina eléctricas). Se conectan a las salidas del autómata.

3. **SENSORES:** Controlan en cierta forma el proceso. Detectan el principio y el final de carrera de los actuadores, si hay o no pieza, si la pieza es metálica o no, si es grande o pequeña, si la presión ha llegado a cierto nivel, si hay vacío, oct. Son las entradas al autómata.

4. **MANDO:** Autómata programable o PLC. Recibe un programa realizado, bien con la consola de programación o bien con el PC y su software correspondiente. Dicho programa establece la relación entre las entradas y salidas en una secuencia ordenada de pasos. Se compone de una parte fundamental que es la CPU, donde está la memoria del PLC y donde se alojan los programas, a la que se le añaden los módulos de entradas y salidas para la comunicación con los elementos de la máquina (sensores y electroválvulas fundamentalmente).

En las máquinas con elementos neumáticos conectados a autómatas programables o PLC's siempre se debe seguir un orden en el conexionado que debe ser representado en un esquema como se verá más adelante en los ejemplos incluidos en el apartado 9.6. Es muy importante para el correcto conexionado como para el posterior mantenimiento de la máquina que se realice un esquema claro de conexionado dónde cada elemento lleve una denominación que se ajuste a las normas. De esta forma las bobinas de las electroválvulas llevan la letra Y y delante el número del actuador que gobiernan. Los sensores y pulsadores llevan la letra S. Se remite al lector a los ejemplos del apartado 9.6.

9.2 Componentes del autómata

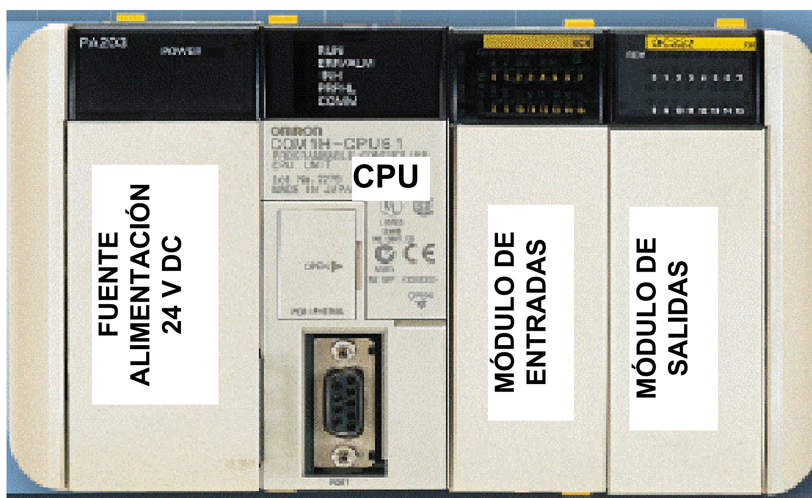


Figura 9-2. Autómata CQM1 de OMRON.

Las partes fundamentales de un autómata programable son (figura 9-2):

- La unidad central de proceso o CPU.
- Módulos de entradas y salidas (E/S).
- La fuente de alimentación.

9.2.1 Unidad central de proceso (CPU):

Es la parte fundamental del PLC. En las tareas que realiza la unidad central tiene lugar un intercambio continuo de información entre los distintos componentes de la misma, que se explican a continuación:

- Procesador: Encargado de la adquisición y actualización de los estados de las entradas y salidas, en base a la interpretación de las instrucciones de la memoria del programa, o del usuario, y de funciones internas.
- Memoria: Almacena las instrucciones del programa, estados de entradas y salidas (E/S), estados internos y datos.
- Interconexión de E/S: establece la comunicación efectiva entre la CPU y el sistema de E/S.
- Interconexión a periféricos: establece la comunicación efectiva entre la CPU y los equipos periféricos de programación.

9.2.2 Sistemas de entradas / salidas:

El control efectivo de una máquina o proceso se basa en un continuo intercambio de información entre el equipo de control y dicho proceso. La información que se recoge del proceso recibe el nombre genérico de *ENTRADAS*, mientras que las acciones de control sobre la máquina o proceso se denominan *SALIDAS.*

El sistema de E/S de un autómata programable industrial está formado por un conjunto de módulos, también denominados tarjetas, y estructuras de soporte de los módulos o bastidores de montaje, que tienen las siguientes funciones:

- Adaptar la tensión de trabajo de los dispositivos de campo a la de los elementos electrónicos del autómata y viceversa.
- Proporcionar una adecuada separación eléctrica entre los circuitos lógicos y los de potencia.
- Permitir, mediante el soporte físico del direccionado, la identificación de los dispositivos de E/S para la correcta realización de las secuencias de control programadas.

La mayor parte de los miniautómatas se presentan en una configuración compacta que incluye la CPU y parte del sistema de E/S en una sola envolvente, pero son expansibles mediante unidades compactas o módulos de E/S.

A continuación se explican determinados tipos de entradas y salidas:

- Módulos de entrada: Son circuitos o agrupaciones de circuitos en tarjetas electrónicas de E/S que en su parte frontal disponen de una regleta de bornes enchufables para el conexionado de los dispositivos de entrada, y un conjunto de indicadores luminosos de presencia de señal de entrada. El conexionado de estos módulos en nuestro caso será como el mostrado en la página siguiente.
- Módulos de salida: Son tarjetas electrónicas que, al igual que las de entrada disponen de una regleta de bornes enchufables y de indicadores luminosos para la visualización del estado de la salida. En general incorporan algún tipo de protección de la etapa de potencia , que puede ser un circuito de detección de sobrecarga o un circuito fusible. La situación de sobrecarga o fusible fundido también se recoge en un indicador, bien individual o por grupo de salidas. En nuestro caso el conexionado del módulo de salida está dirigido fundamentalmente hacia las electroválvulas.
- Entradas / salidas analógicas: Son módulos destinados a la conversión de una magnitud analógica en un valor digital. La medida analógica, tensión o corriente, la recibe de un sensor que a su vez corresponde a la medida de una magnitud física (temperatura, caudal, presión, etc.), que varía sin solución de continuidad.
- Entradas / salidas especiales: Son casos particulares como E/S de termopares, controladores de motores paso a paso, servo controladores. No se van a utilizar en esta asignatura.

9.2.3 Fuente de alimentación

Es la encargada de alimentar la CPU y los módulos de entradas y salidas a 24V de corriente continua normalmente. Las hay de diferentes potencias en función de a que elementos vayan a ser conectadas las entradas y salidas del sistema.

9.3 Funcionamiento del autómata

El paso de la información y su interpretación por la CPU dependerá del tipo de automatismo que se emplee. En una lógica cableada, la que emplea diodos, transistores, interruptores, etc., el tratamiento de la información se hace en paralelo. Los estados de las variables se combinan entre sí y con las variables internas, de forma simultánea en todos los circuitos que realizan las ecuaciones lógicas del sistema.

Sin embargo los equipos programables emplean un procesador binario que es capaz de interpretar una serie de códigos o instrucciones que especifican las acciones a realizar en función

del estado de las variables del sistema. El procesador puede interpretar una sola instrucción en cada instante, es decir, trata la información secuencialmente, aunque lo hace a gran velocidad.

En el autómata las instrucciones se almacenan en una “memoria de programa”. El procesador recoge los estados de las señales de entrada y los almacena en otra memoria denominada tabla E/S, para su posterior empleo. Inicia entonces el acceso una tras otra a las instrucciones, que especifican un operando (una variable) y la operación lógica a efectuar; en el curso de esta escrutación de la memoria del programa se obtienen los resultados de las ecuaciones lógicas del sistema y van siendo almacenados también en la tabla E/S. Una vez finalizada la lectura del programa tiene lugar la “actualización” de estados de E/S para lo que se transfieren a las salidas los resultados obtenidos de la escrutación de instrucciones, y se vuelven a almacenar los estados de las entradas. Este proceso se repite de forma indefinida mientras el equipo esté operativo.

9.4 Programación del autómata

Todo autómata tiene por lo menos un microprocesador. El microprocesador hace lo que le dicen, siempre y cuando se lo digan con absoluta precisión.

Si se tuviera que programar el autómata (decirle lo que se quiere que haga), programando directamente su microprocesador, se habría de utilizar el lenguaje específico que determina el fabricante del microprocesador, denominado Assembler y característico de cada tipo de microprocesador. Este lenguaje es bastante complejo y está orientado al funcionamiento interno del microprocesador, es decir, sus instrucciones no están directamente relacionadas con las entradas, salidas, temporizadores, etc. de un automatismo. Esto dificultaría enormemente la programación, y solo estaría justificado en casos muy especiales.

Para facilitar la programación del microprocesador que lleva el autómata, y para utilizar un lenguaje más cercano al automatismo que se pretende mandar, se han creado otros lenguajes de programación, más orientados a la aplicación. En este caso, tratándose de autómatas programables, el lenguaje está más relacionado con las operaciones propias de un proceso automatizado.

Se utiliza el lenguaje de programación denominado ***diagrama de contactos***. Este lenguaje consiste en realizar líneas o redes gráficamente de forma parecida a los diagramas de relés vistos en electroneumática.

Simplificando se puede decir que el programa lo que trata es de establecer la relación que se desea exista entre los estados de las entradas y las salidas. Como existe un manual de programación donde se explican todas las funciones de programación al detalle y como de todas las funciones sólo se van a usar unas cuantas, aquí se explican solamente las funciones básicas.

9.4.1 Funciones básicas de la programación mediante diagrama de contactos de un PLC

La figura 9-3 representa un primer ejemplo de una red. El elemento ─┤ ├─ representa un contacto normalmente abierto. El elemento ─┤/├─ representa un contacto normalmente cerrado. El número que llevan arriba representa la dirección de memoria a la que se refiere, normalmente llevan 5 dígitos: El primero, si es un 0, indica que ese contacto es una entrada del autómata, si es un 1 representa una salida. Los 2 dígitos siguientes señalan el módulo o tarjeta de entradas / salidas a la que se refiere y va desde la 00 que es el primero hasta el 15. Los 2 últimos dígitos representan la entrada o salida concreta (el canal) dentro del módulo, así la 00 será la primera entrada o salida y la 15 la última de un modulo de 16 E/S.

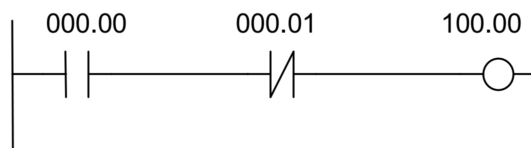


Figura 9-3. Instrucción lógica "AND".

De esta forma el esquema representa lo siguiente: Cuando se ACTIVE la entrada 000.00 y NO ESTE ACTIVADA la 000.01 entonces se ACTIVARÁ la salida 100.00. Obsérvese como el símbolo de la salida es diferente al de las entradas ─O┤. En esté primer caso se ha visto la instrucción lógica AND (conexión en serie de dos condiciones).

En este segundo ejemplo de la figura 9-4 se representa la instrucción lógica OR (conexión en paralelo de dos condiciones) y quiere decir lo siguiente: Cuando se active la entrada 000.00 o bien la entrada 000.01 se activará la salida 100.00.

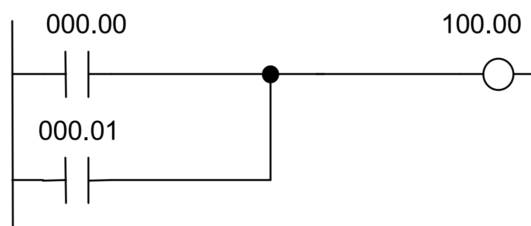


Figura 9-4. Instrucción lógica "OR".

Cada uno de los ejemplos anteriores (figuras 9-3 y 9-4) es una de las divisiones básicas de las que se compone un programa en diagrama de contactos y se denomina **red**.

Para una misma salida (p.e.100.00) solo puede utilizarse una red. Es decir si se quiere activar dicha salida de diferentes formas no queda más remedio que utilizar una conexión en paralelo como la de la figura 9-4.

Otras funciones muy empleadas en la programación de diagrama de contactos son:

- SET: activa una variable, es decir la pone en 1 en la lógica binaria, y la mantiene activada hasta que no se ejecute la función RSET.
- RSET: es la función inversa a la anterior. Pone una variable a cero.
- KEEP: contiene a las dos anteriores. Por un lado se activa y por otro se desactivan las variables.
- TIM: temporizador.
- CNT: contador.
- END: función usada para marcar el fin del programa.

9.4.2 Cómo mandar un programa al PLC

En el caso de los autómatas **CQM1** de OMRON que son los que se van a usar, la programación se hace desde el PC mediante una aplicación llamada SYSWIN. Dentro de dicha aplicación, para mandar un programa desde el PC al PLC, hay que realizar las siguientes operaciones.

1. Conectar el PLC a la red de 220 V AC.
2. Conectar el PLC con el PC mediante el cable adecuado.
3. En el menú **ONLINE** *clicar* sobre **MODO** y seleccionar **STOP/PROGRAM**.
4. En el menú **ONLINE** *clicar* sobre **TRANSFERENCIA PLC→PC**.
5. Para ejecutar ese programa se debe colocar el PLC en modo RUN: en el menú **ONLINE** *clicar* sobre **MODO** y seleccionar **RUN**. Si se ha hecho correctamente debe aparecer iluminado el led verde denominado RUN en el panel del PLC.

9.5 GRAFCET (Gráfico de Mando Etapa Transición)

El GRAFCET es un sistema gráfico para la elaboración de programas de PLC. Se puede decir que es una especie de esquema dónde se recoge el algoritmo de la programación.

El GRAFCET surge en Francia a mediados de los años 70, debido a la colaboración entre algunos fabricantes de autómatas, como Telemecanique y Aper, con dos organismos oficiales, AFCET (Asociación Francesa para la Cibernética, Economía y Técnica) y ADEPA (Agencia Nacional para el Desarrollo de la Producción Automatizada). Homologado en Francia (NFC), Alemania (DIN 40 719), y posteriormente por la Comisión Electrotécnica Internacional (norma IEC 848, AÑO 1988).

Hoy en día es una herramienta muy útil y muy empleada a la hora de automatizar procesos secuenciales con autómatas programables.

9.5.1 Principios básicos

El GRAFCET es un diagrama funcional que describe cronológicamente las acciones de un proceso que se pretende automatizar. Indicando las acciones que hay que realizar sobre el proceso y qué informaciones las provocan (figura 9-5).

Partiendo de él se pueden obtener los programas de un autómata programable con la ventaja de que un programa de un autómata puede ser ininteligible para un profano en la materia mientras que el GRAFCET es fácilmente asimilable. Su empleo no solo facilita las tareas a realizar tanto en el momento del estudio y proyecto del proceso a automatizar, como posteriormente en el mantenimiento y reparación de averías.

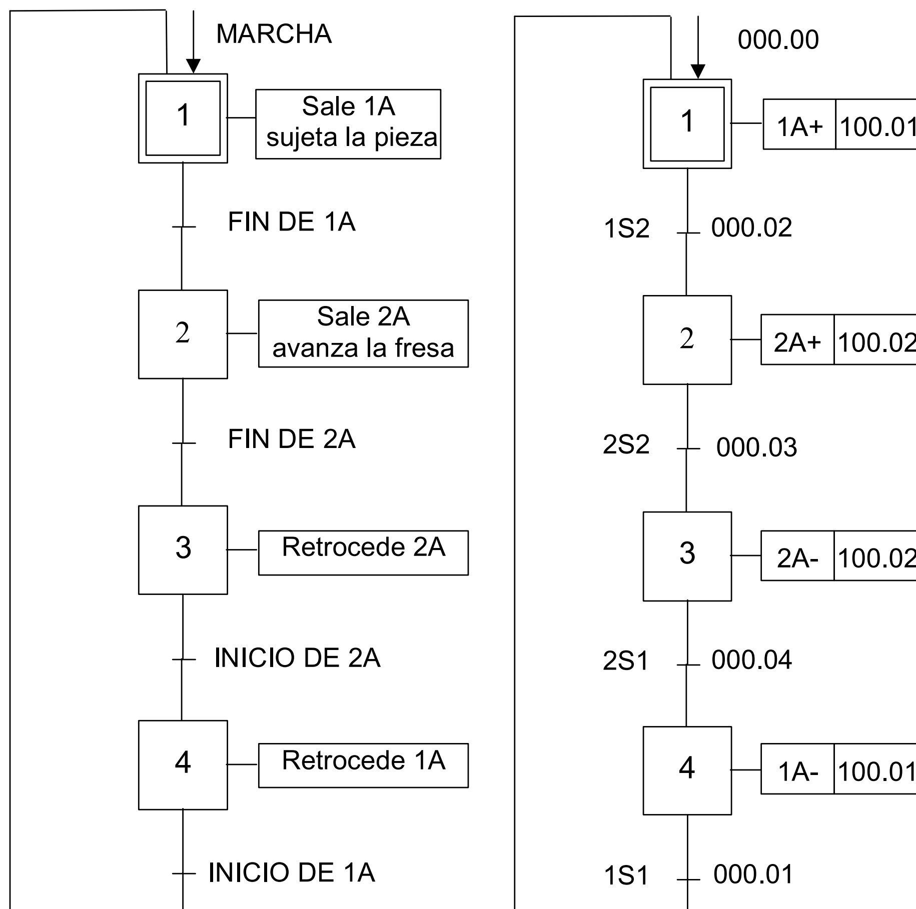


Figura 9-5. Ejemplo de un diagrama GRAFCET.

A continuación se describen los símbolos normalizados utilizados en el GRAFCET.

9.5.2 Etapas

Para representar la evolución de un proceso con GRAFCET, se divide el proceso a automatizar en las sucesivas acciones que hay que hacer (activar un motor, cerrar una válvula, etc.). Cada una de estas acciones representará una **etapa** o **paso** del proceso secuencial total.

Las etapas se representan con un cuadrado y un número o una E con un número como subíndice; en ambos casos, el número indica el orden que ocupa la etapa dentro del GRAFCET. La primera etapa se representa con un doble cuadrado (figura 9-5).

Cada una de las etapas llevará asociada una o varias acciones a realizar sobre el proceso. Las acciones que llevan asociadas las etapas se representan con un rectángulo donde se indica el tipo de acciones a realizar.

Entre etapa y etapa se sitúa con una línea horizontal la condición de transición que activa la etapa siguiente. Aquí se representa por CT y el número de la etapa a la que da paso. Los cuadrados de cada etapa se unen con una línea vertical.

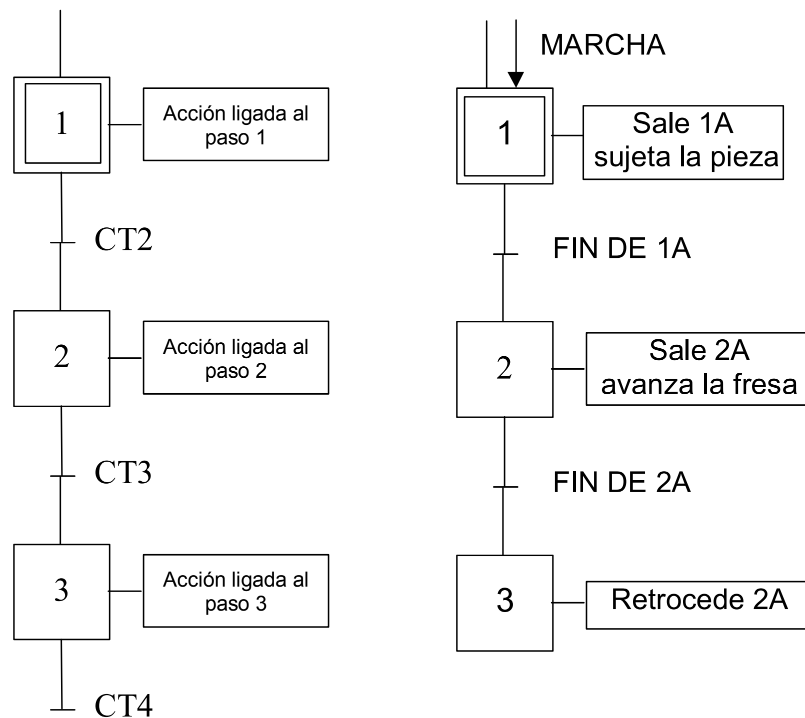


Figura 9-6. Ejemplo de 3 etapas con sus condiciones de transición

9.5.3 Condición de transición

Un proceso secuencial se caracteriza porque unas acciones se van sucediendo unas a otras secuencialmente. Una vez terminada una acción y como información para que se ejecute la siguiente se necesita lo que se ha llamado condición de transición. Normalmente estas condiciones de transición serán en la práctica sensores que monitorizarán el proceso.

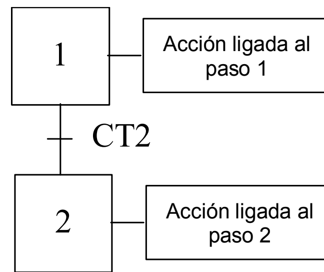


Figura 9-7. Condición de transición entre las etapas 1 y 2.

En la figura 9-7 hay dos etapas y una condición de transición entre ellas; para que el proceso evolucione de la etapa 1 a la 2, es necesario que la etapa 1 esté activa y además que se cumpla la activación de la condición CT; entonces se produce la activación de la etapa 2. Sólo puede existir una etapa activa; por tanto, cuando se produce la activación de la etapa 2 se desactiva la etapa 1. La condición de transición está siempre asociada a la etapa posterior.

Para la condición de transición se emplea lógica positiva y podemos tomar los dos valores CT=1 y CT=0.

9.5.4 Reglas de evolución del GRAFCET

Según lo visto se pueden establecer una serie de reglas básicas para aplicar GRAFCET.

El proceso se descompone en etapas, que serán activadas de forma secuencial.

Una o varias acciones se asocian a cada etapa. Estas acciones solo están activas cuando está activa la etapa a la que va ligada.

Una etapa se hace activa cuando la precedente lo está y la condición o condiciones de transición entre ambas etapas ha sido activada.

La activación de una condición de transición implica la activación de la etapa siguiente y la desactivación de la precedente.

La etapa inicial E_0 tiene que ser activada antes de que se inicie el ciclo del GRAFCET, un ciclo está formado por todas las etapas posteriores a la etapa inicial.

9.5.5 Elección condicional entre varias secuencias

Suele ocurrir que en un proceso se llegue a un punto del ciclo en el que hay que efectuar una elección entre varias secuencias posibles, en función de las variables que intervienen en el proceso. En ese caso el GRAFCET correspondiente sería parecido al de la figura 9-8.

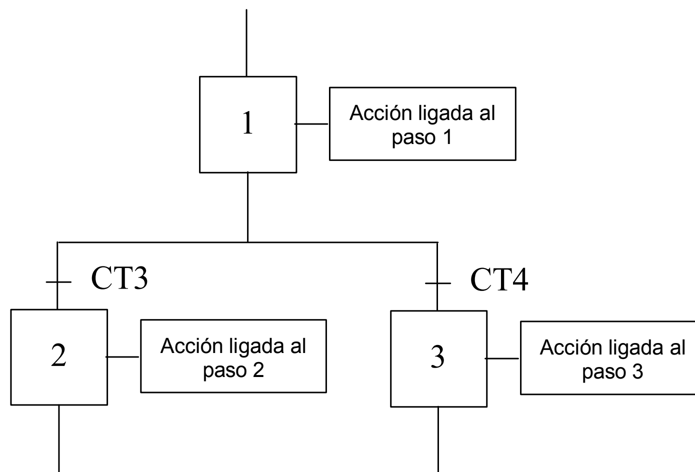


Figura 9-8. Elección condicional entre secuencias.

9.5.6 Salto condicional a otra etapa

El salto condicional a otra etapa permite pasar de una etapa a otra sin activar las etapas intermedias. El salto condicional se puede hacer tanto en el sentido de evolución del GRAFCET como en el sentido inverso. El sentido del salto viene indicado por flechas (figura 9-9).

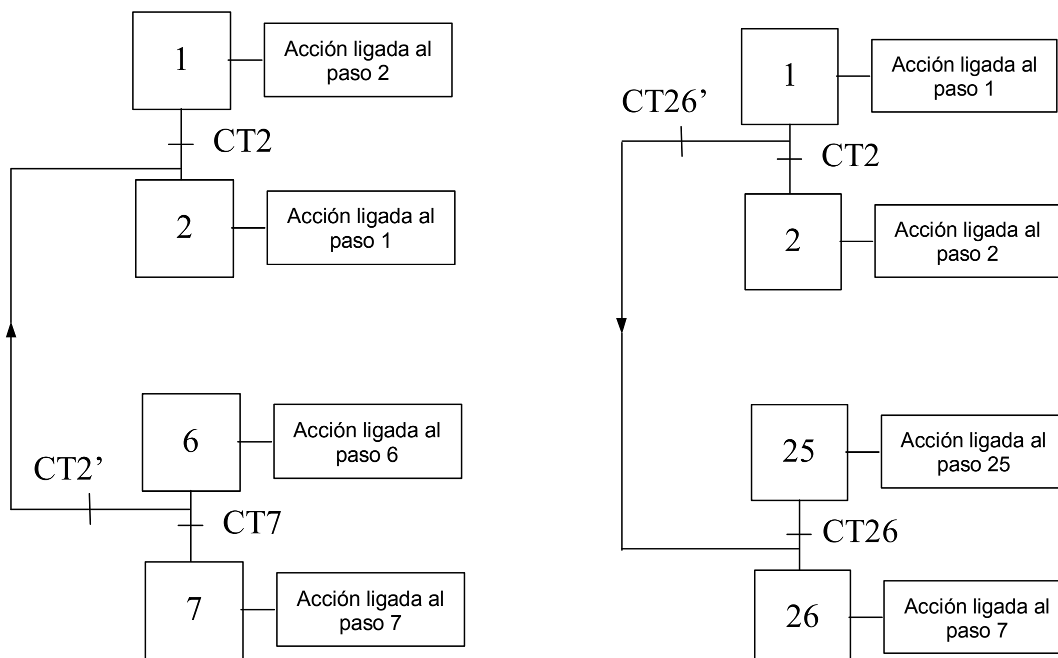


Figura 9-9. Salto condicional.

9.5.7 Elaboración del diagrama de contactos a partir del GRAFCET

Una vez que se ha realizado un diagrama GRAFCET, es mucho más sencillo y mucho más mecánico, la elaboración de un programa de autómata.

Para cada una de las etapas del GRAFCET se realizará una red de diagrama de contactos según la figura 9-10.

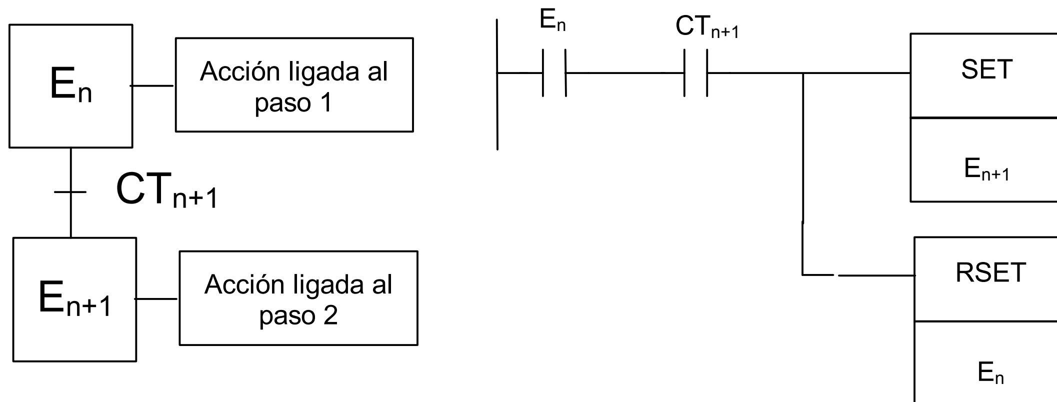


Figura 9-10. Programación de una etapa del GRAFCET.

En la red de diagrama de contatos se ve que si está activada la variable (etapa) E_n y se cumple la condición de transición CT_{n+1} entonces se activa (SET) la variable o etapa E_{n+1} y a la vez se desactiva (RESET) la etapa E_n.

Para cada una de las etapas de la secuencia indicadas en el GRAFCET se deberá programar una red como la anterior. Con eso quedaría dividido el proceso secuencial en etapas pero todavía no se habrán ejecutado las acciones de cada etapa. Para ello, como solo está activado un paso o etapa en cada instante, puedo hacer la activación de la acción que sea menester tal y como se muestra en la figura 9-11.

La transcripción literal sería que si está activada la etapa E_1 entonces se activará la bobina 1Y de una electroválvula monoestable que quedará activada mientras no se ejecute la orden RESET en una etapa posterior (memória eléctrica). Si se activa la etapa E_2 se activará la bobina 7Y1 de una válvula biestable que permanecerá en esa posición hasta que no se active 7Y2 (memoria neumática).

La función SET está indicada para válvulas monoestables porque si no debido a la acción del muelle de la válvula en cuanto dejara de cumplirse la etapa 1 la válvula volvería a su posición estable. Sin embargo en válvulas biestables, si se usa la función SET se crea un consumo eléctrico de la bobina innecesario.

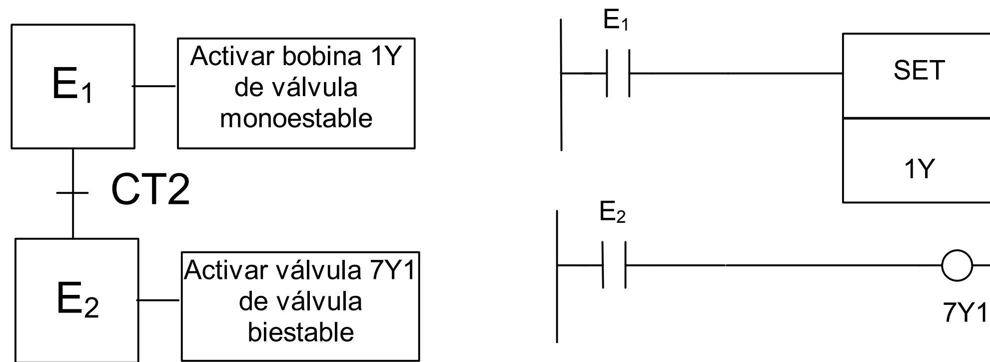


Figura 9-11. Programación de las acciones ligadas a cada etapa.

9.6 Programas de ejemplo

Se ha considerado que la mejor manera de introducir al lector en la programación de los autómatas es mediante la aplicación directa, es decir, mediante ejemplos.

9.6.1 Ejemplo 1: Fresadora

Lo primero siempre es la elaboración de un esquema del proceso que se va a automatizar. En este primer ejemplo es el fresado de unos marcos de madera que es el mismo ejemplo solucionado electroneumáticamente en el apartado 7.5.1.

Conviene que dichos esquemas traigan textos que aclaren el proceso poniendo ciertas condiciones indispensables. Por ejemplo denominación de motores, actuadores, fines de carrera etc. (Figura 9-12).

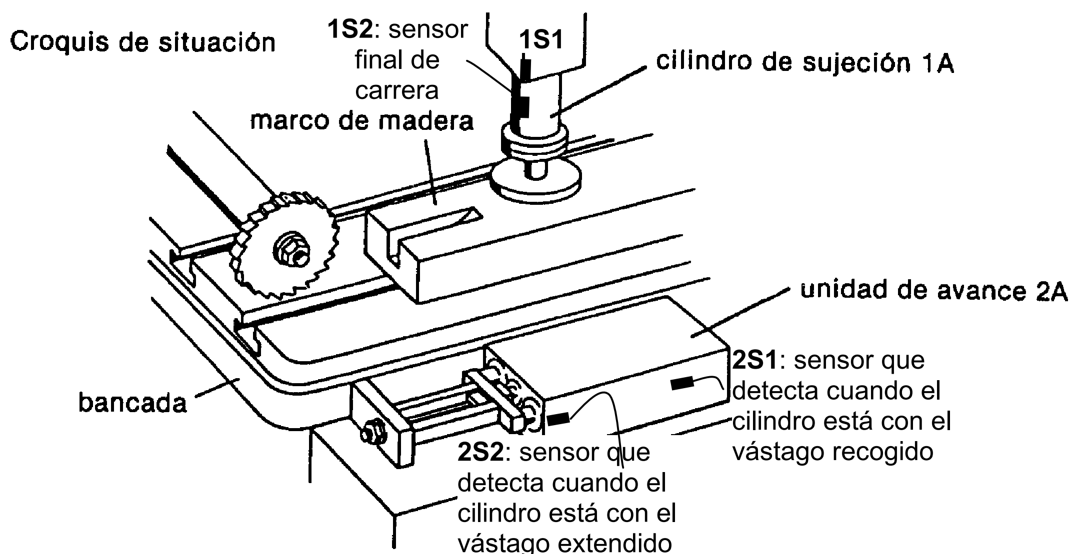


Figura 9-12. Esquema del proceso a automatizar.

Supongamos que se dispone de un cilindro de sujeción 1A y otro cilindro de avance 2A. Los sensores que detectan cuando el cilindro 1A está dentro y fuera se llaman 1S1 y 1S2 respectivamente. Lo mismo para el cilindro 2A con 2S1 y 2S2. La secuencia de movimientos de los cilindros es: 1A+/2A+/2A-/1A-.

Seguidamente se diseñarán los esquemas de conexionado eléctrico, neumático, hidráulico etc. En nuestro ejemplo el esquema neumático será como el de la figura 9-13.

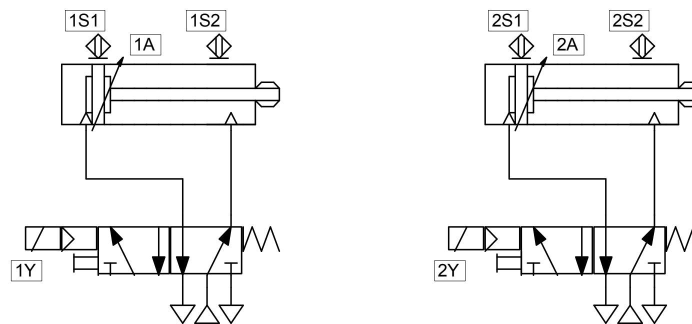


Figura 9-13. Esquema neumático del proceso.

Para simplificar los esquemas eléctricos de conexión con los módulos de entradas y salidas del autómata, hemos sustituido éstos por unos cuadros donde viene resumido todo.

CONEXIÓN DEL MÓDULO DE ENTRADAS	
S1 : PULSADOR DE MARCHA	0.00.00
1S1	0.00.01
1S2	0.00.02
2S1	0.00.03
2S2	0.00.04

CONEXIÓN DEL MÓDULO DE SALIDAS	
1Y	1.00.01
2Y	1.00.02

De esta forma el diagrama GRAFCET para el proceso será (figura 9-14):

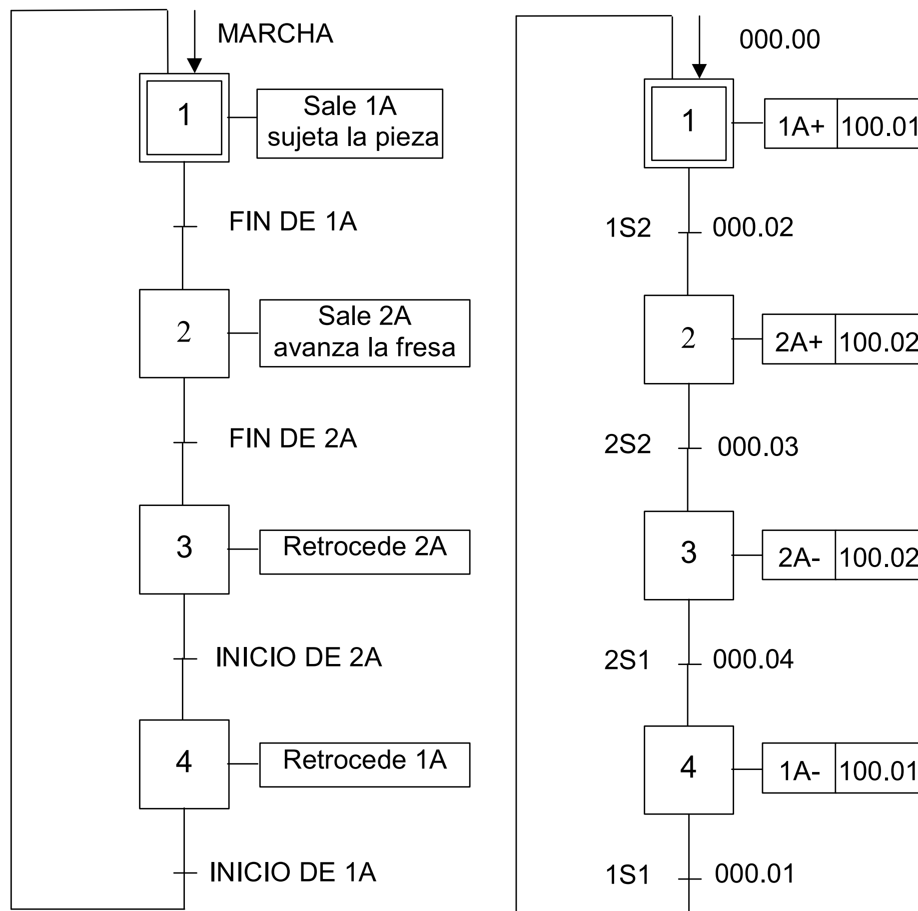


Figura 9-14. Diagrama GRAFCET del proceso.

VARIABLES INTERNAS	
Paso 1	1.01.01
Paso 2	1.01.02
Paso 3	1.01.03
Paso 4	1.01.04

Primer paso

Para que comience el proceso es necesario que todo esté en la posición de inicio, tal y como se representa en el esquema neumático, es decir, estén activados 1S1 y 2S1. Además se deberá pulsar la marcha mediante S1. Para finalizar, en las soluciones realizadas mediante GRAFCET siempre hay una serie de etapas o pasos secuenciales que se activan una tras otra, de forma que no pueden estar activadas a la vez. Por ello para que se ejecute el primer paso deben estar desactivados todos los demás (figura 9-15).

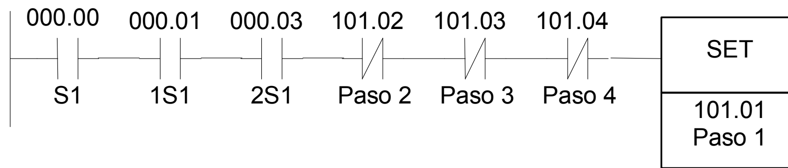


Figura 9-15. Resolución de la primera etapa del GRAFCET.

Segundo paso

Una vez que está activado el primer paso y se cumple la condición de contorno del paso 2, en este caso 1S2, se activa el paso 2 y se desactiva el paso1 (figura 9-16).

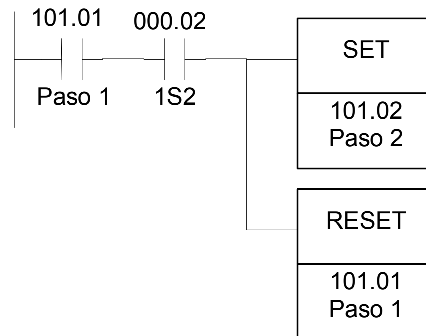


Figura 9-16. Activación del paso 2 de la secuencia.

Tercer paso

Lo mismo que en el paso anterior pero en este caso la condición de contorno es 2S2 (figura 9-17).

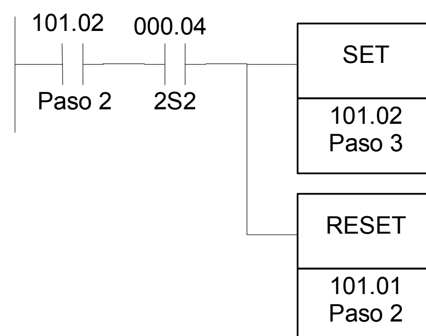


Figura 9-17. Activación del paso 3 de la secuencia.

Cuarto paso

Una vez activado el paso 3 y con la condición de contorno correspondiente, en este caso 2S1 se activa el paso 4 (figura 9-18).

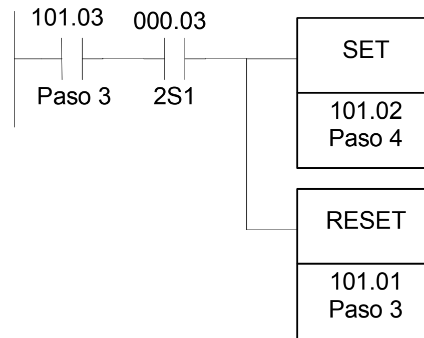


Figura 9-18. Activación del paso 4.

Desactivación del último paso

La condición de contorno 1S1 desactiva el cuarto paso y deja todo en las condiciones iniciales para poder reiniciar otro ciclo en cuanto se le active el pulsador de marcha (figura 9-19).

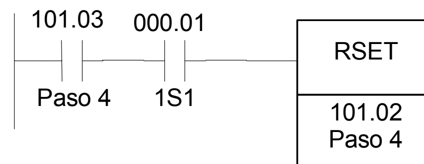


Figura 9-19. Desactivación del paso 4.

Movimiento 1A+

Una vez programadas las etapas o pasos en los que se divide el proceso, se debe programar las acciones ligadas a cada paso. Cuando se cumple Paso1 mediante la función SET se activa la salida 100.01 conectada a la bobina 1Y y el cilindro 1A sale (figura 9-20).

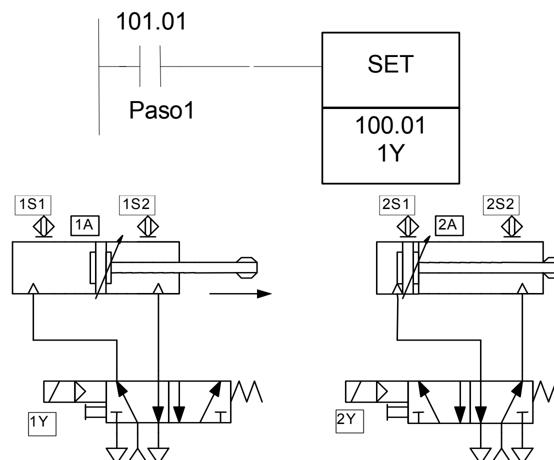


Figura 9-20. Activación de la bobina 1Y para ejecutar 1A+ en el paso 1.

Movimiento 2A+

Cuando se cumple Paso2 mediante la función SET se activa la salida 100.02 conectada a la bobina 2Y y el cilindro 2A sale (figura 9-21).

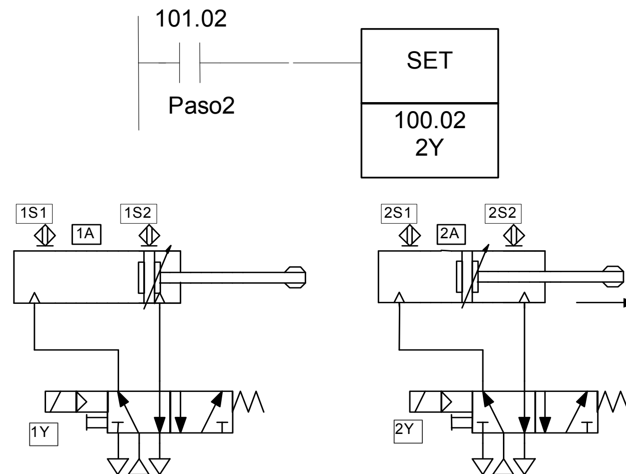


Figura 9-21. En el paso 2 el vástago del cilindro 2A sale.

Movimiento 2A-

Cuando se cumple Paso3 mediante la función RSET se desactiva la salida 100.02 conectada a la bobina 2Y y el cilindro 2A vuelve (figura 9-22).

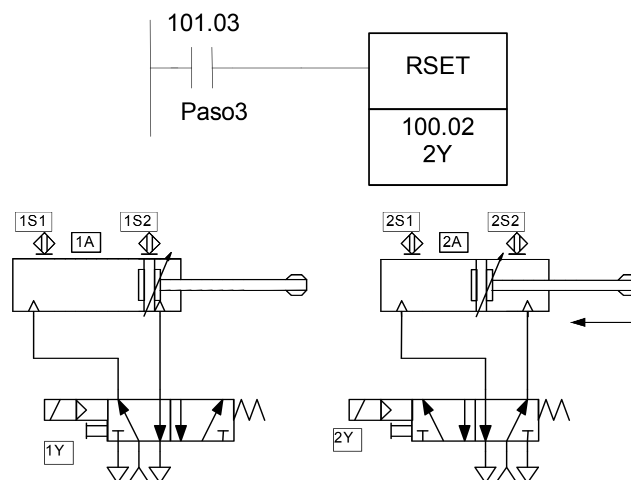


Figura 9-22. En el paso 3 el vástago del cilindro 2A entra.

Movimiento 1A-

Cuando se cumple Paso4 mediante la función RSET se desactiva la salida 100.01 conectada a la bobina 1Y y el cilindro 1A vuelve (figura 9-23).

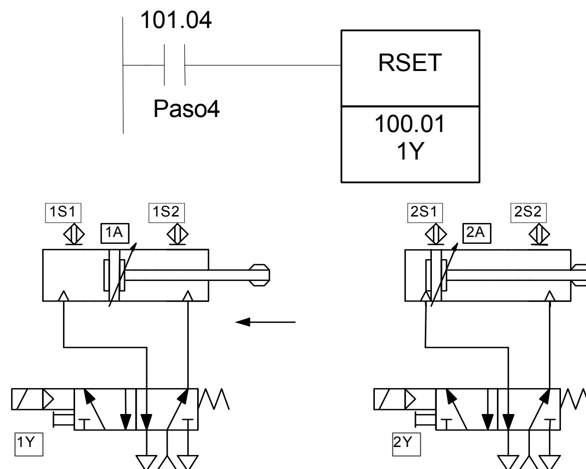


Figura 9-23. En el paso 4 el vástago del cilindro 1A entra.

FIN

Como siempre se debe incluir la función END en la última red del programa.

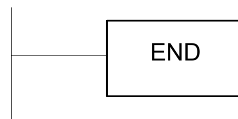


Figura 9-24.

9.6.2 Programación de forma análoga a electroneumática.

Se ha explicado una forma de programar para solucionar el proceso que no es la única posible. Por ello en este apartado se va a seguir otro método que es bastante parecido en la forma a los esquemas eléctricos vistos en electroneumática. Se sigue el modelo análogo al empleado en los esquemas de electroneumática utilizando autorretenciones para cada paso. En vez de relés se van a utilizar salidas del PLC. En el PLC se dispone de un módulo de salidas cuya denominación es 100.XX. Esas salidas pueden ser usadas para activar cualquier electroválvula, alarma, etc. Sin embargo las salidas 101.00…101.15, 102.00…102.15,…115.00…115.15, de las que no se dispone módulo de salidas, pueden ser usadas como bits de memoria interna del PLC que pueden tomar como valor 1 ó 0. Dichos bits se denominan variables internas.

Se divide el programa en una sucesión de pasos, según se ha descrito en el diagrama GRAFCET. En el programa cada paso se resuelve con una red que sigue un mismo esquema, tal y como se representa en la figura 9-25. El primer paso, como no existe el paso 0 esté será sustituido por la señal de marcha.

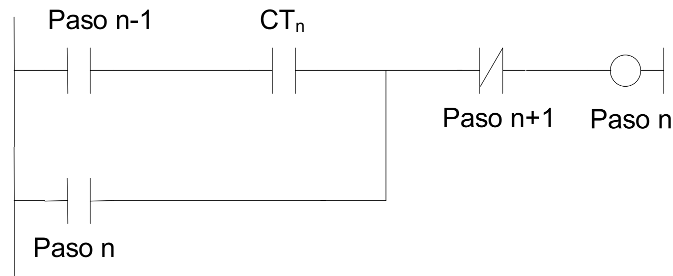


Figura 9-25. Esquema general de la programación de pasos en forma de diagrama de relés.

1.-Primer paso

Si se activa la entrada S1 (pulsador de marcha que está conectada a 001.00) y el cilindro 1A está en la posición posterior se activa igualmente 1S1 (entrada 001.01), contando además con que no se ha ejecutado todavía el paso 2, entonces, se activará la salida 101.01 que corresponde a una variable interna que llamamos Paso1. Además por medio de una autorretención se mantendrá activada esta salida hasta que se active Paso2 (figura 9-26). En la misma figura se representa la analogía con el circuito eléctrico de relés con que se trabaja en electroneumática.

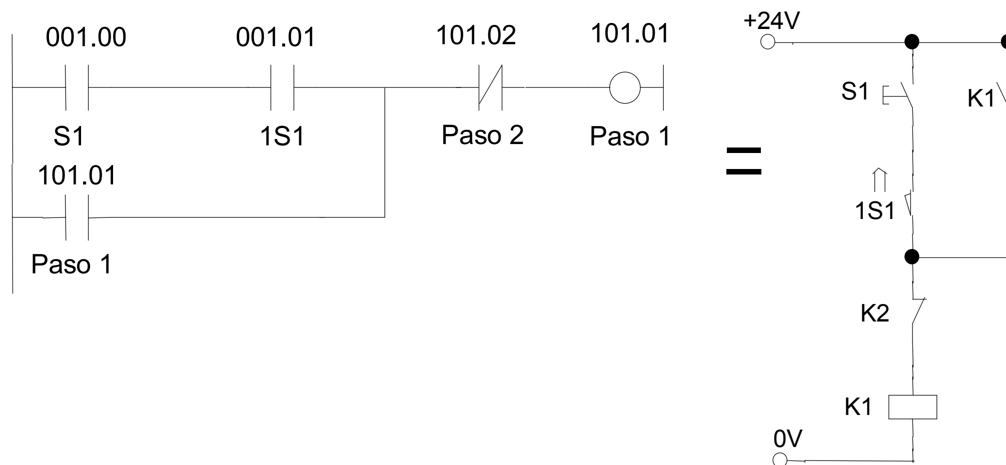


Figura 9-26. Analogía entre esquema eléctrico y diagrama de relés.

2.- Segundo paso

Cuando el cilindro 1A llega al final de carrera activará 1S2 (entrada 001.02), en ese momento todavía Paso1 está activado y como el paso 3 todavía no se ha ejecutado, se activará Paso2. En ese momento se desactivará Paso1 por la condición negada que elimina la autorretención del Paso1. Paso2 se mantiene activado por la autorretención liberándose ésta en el momento en que se active Paso3 (figura 9-27).

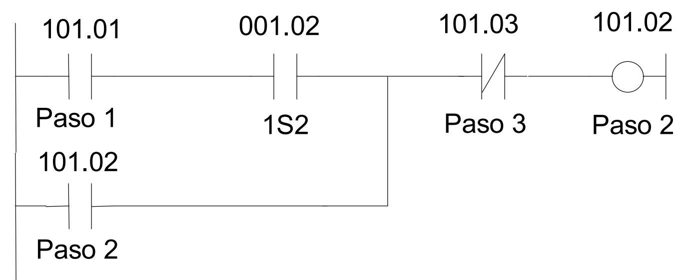


Figura 9-27. Paso 2 del proceso.

3.- Tercer paso

Al llegar 2A al final de carrera anterior activará 2S2 (001.04) y de manera análoga a los pasos anteriores se activará Paso3 y se desactivará Paso2 (figura 9-28).

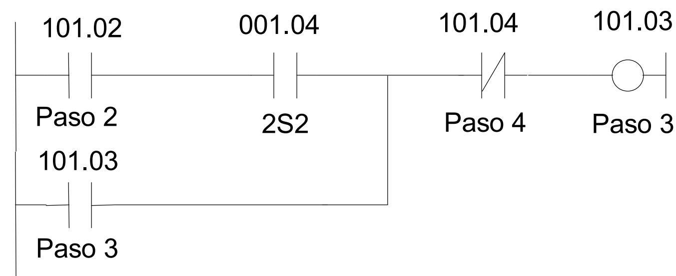


Figura 9-28. Paso 3 del proceso.

4.- Cuarto paso

Cuando 2A vuelve a su posición inicial activa 2S1 (entrada 000.03) y, como antes, se activa Paso4 y se desactiva Paso3. Paso4 se desactiva cuando el cilindro 1A vuelve y activa 1S1 (figura 9-29).

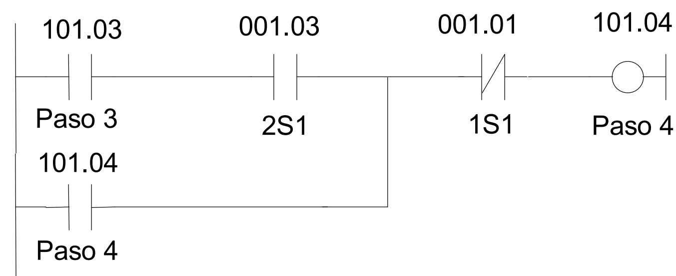


Figura 9-29. Paso 4 del proceso.

5.- Movimiento 1A+

La última parte del programa es exactamente igual a la vista anteriormente. Cuando se cumple Paso1 mediante la función SET se activa la salida 100.01 conectada a la bobina 1Y y el cilindro 1A sale (figura 9-30).

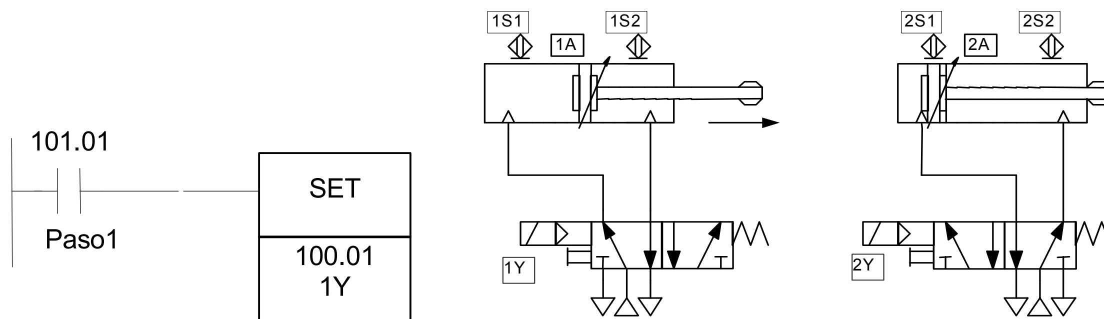


Figura 9-30. Ejecución del paso 1.

6.-Movimiento 2A+

Cuando se cumple Paso2 mediante la función SET se activa la salida 100.02 conectada a la bobina 2Y y el cilindro 2A sale (figura 9-31).

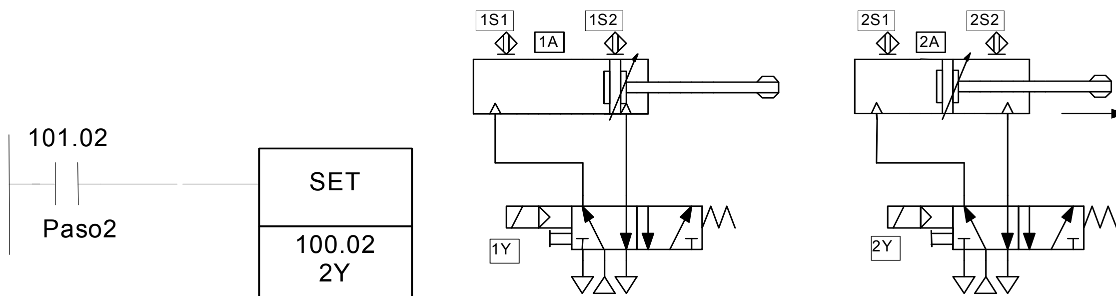


Figura 9-31. Ejecución del paso 2.

7.- Movimiento 2A-

Cuando se cumple Paso3 mediante la función RSET se desactiva la salida 100.02 conectada a la bobina 2Y y el cilindro 2A vuelve (figura 9-32).

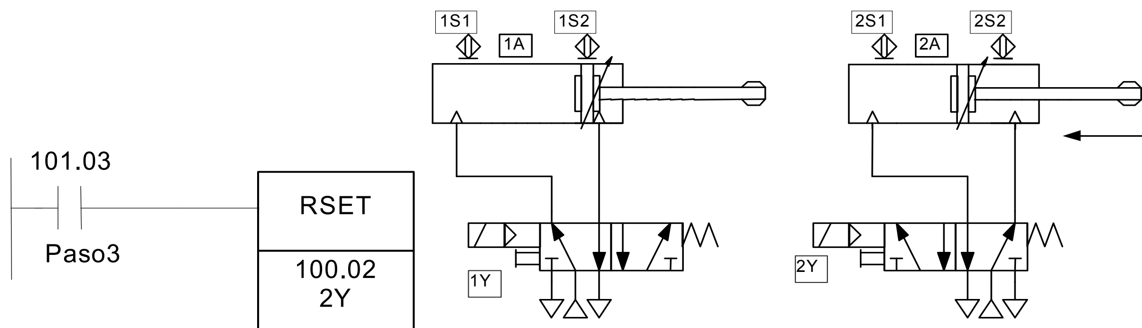


Figura 9-32. Ejecución del paso 3.

8.- Movimiento 1A-

Cuando se cumple Paso4 mediante la función RSET se desactiva la salida 100.01 conectada a la bobina 1Y y el cilindro 1A vuelve (figura 9-33).

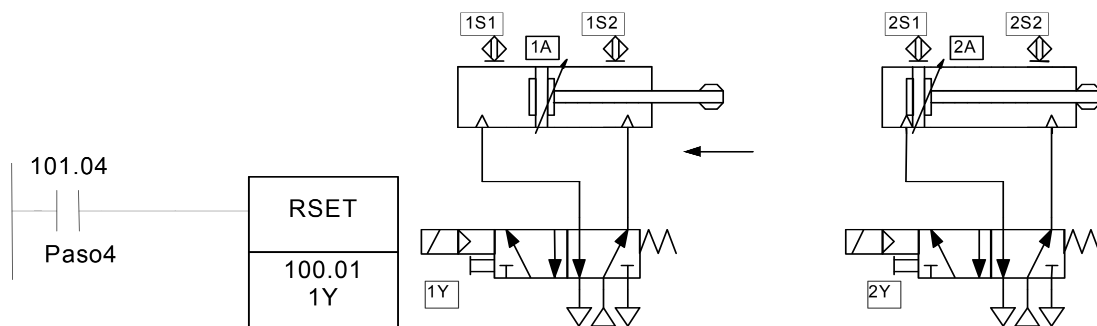


Figura 9-33. Ejecución del paso 4.

9.- FIN

Como siempre se debe incluir esta última red en los programas, con la función END.

9.6.3 Ejemplo 2: Temporizadores y contadores

Las funciones de temporizadores y contadores tienen las siguientes características peculiares:

- No pueden llevar el mismo número. Es decir si hay un temporizador TIM001 no puede haber un contador CNT001.
- Las dos llevan un valor asociado. En el caso del temporizador es el tiempo de retardo deseado en décimas de segundos; en el del contador indica el número de ciclos deseado. Dichos valores deben ir precedidos del símbolo #.
- En el caso del contador, además de las condiciones de puesta en marcha, se debe añadir la condición de puesta a cero del contador.

- Una vez que termina el tiempo de retardo en el temporizador o los ciclos predeterminados en el contador el BIT correspondiente al temporizador o contador pasará de 0 a 1.

Se realiza un ejemplo correspondiente al mismo caso del ejemplo 3 pero cambiando la secuencia para incluir una temporización de 5 segundos entre las fases 3 y 4. Además se pretende que dicha secuencia se repita durante 3 ciclos completos (figura 9-34).

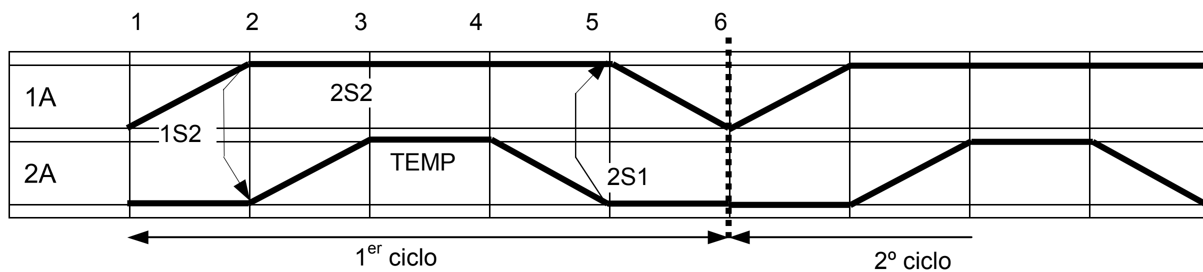


Figura 9-34. Ejecución del paso 4.

El diagrama GRAFCET será parecido al que se muestra en la figura 9-35.

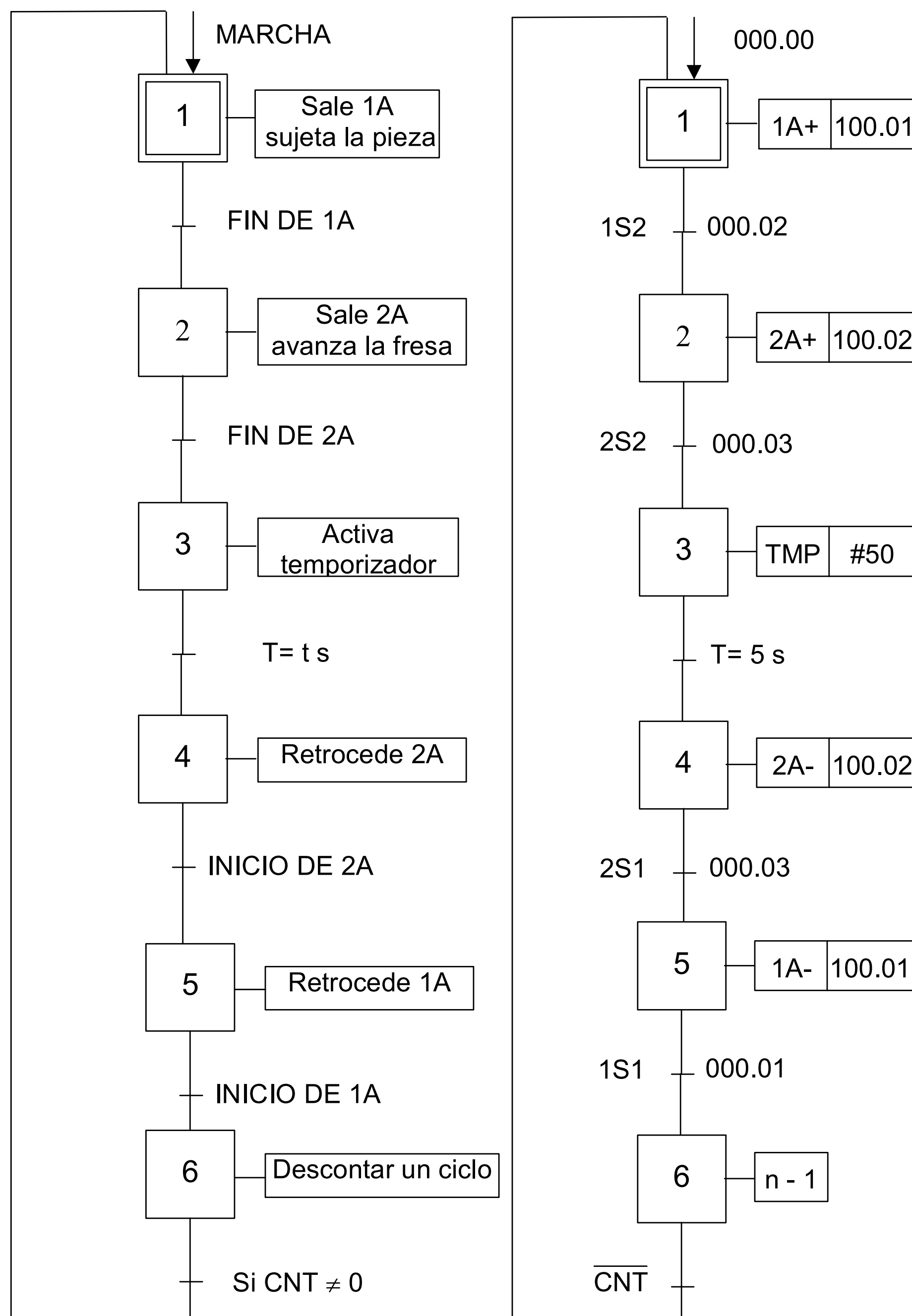


Figura 9-35. Diagramas GRAFCET del proceso.

El esquema neumático es logicamente igual al que se ha visto en los ejemplos anteriores (figura 9-36).

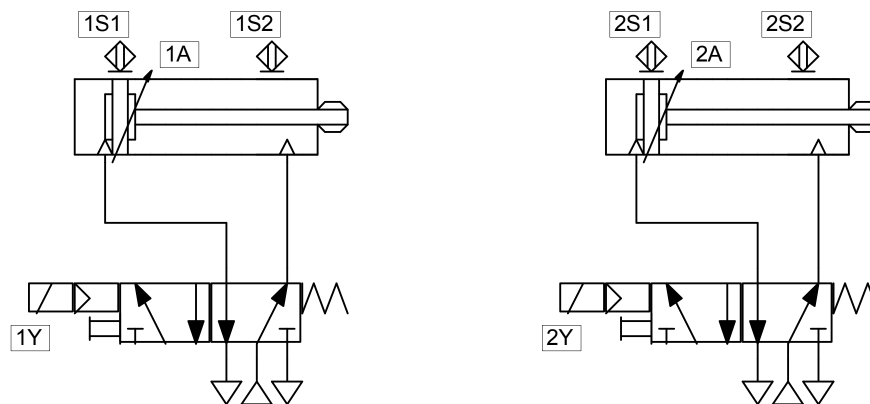


Figura 9-36. Esquema neumático.

En las tablas siguientes se representan las conexiones de los módulos de entradas y salidas. A continuación figura el programa realizado para el autómata con la descripción de cada una de las redes de que consta.

CONEXIÓN DEL MÓDULO DE ENTRADAS	
S1 : PULSADOR DE MARCHA	0.00.00
1S1	0.00.01
1S2	0.00.02
2S1	0.00.03
2S2	0.00.04

CONEXIÓN DEL MÓDULO DE SALIDAS	
1Y	1.00.01
2Y	1.00.02

VARIABLES INTERNAS	
Paso 1	1.01.01
Paso 2	1.01.02
Paso 3	1.01.03
Paso 4	1.01.04
Paso 5	1.01.05
Paso 6	1.01.06

0.01.00 S1 — SET 100.13 MARCHA CNT 002 CONTADOR — RSET 100.13 MARCHA	El programa se pone en marcha con el pulsador S1 que activa la salida 100.13 que se ha llamado MARCHA y se para cuando el contador descuenta su tercer ciclo. Si se quiere se puede colocar una luz de marcha utilizando dicha salida.
100.13 MARCHA — 101.05 Paso 6 — 001.01 2S1 — 001.01 1S1 — 101.02 Paso 2 — 101.01 Paso 1 101.06 Paso 6 101.01 Paso 1	
El primer paso de la secuencia se acciona con la salida MARCHA y de dos formas en función que sea el primer ciclo o los siguientes: en el primer ciclo Paso 6 está desactivado, por lo que para que se accione Paso 1 se debera de cumplir la condición de que los cilindros estén en la posición inicial (2S1 y 1S1 estén activados).	
101.01 Paso 1 — 001.02 1S2 — 101.03 Paso 3 — 101.02 Paso 2 101.02 Paso 2	Para que se cumpla el paso 2 el primer cilindro 1A debe llegar a su fin de carrera 1S2. Además para seguir un orden secuencial, se debe haber activado Paso 1 previamente.
101.02 Paso 2 — 001.04 2S2 — 101.04 Paso 4 — 101.03 Paso 3 101.03 Paso 3	Para que se cumpla el paso 3 el cilindro 2A debe llegar a su fin de carrera 2S2.

101.03 (Paso 3) — TIM001 (TMP) — 101.05 (Paso 5, NC) — 101.04 (Paso 4, bobina); en paralelo: 101.04 (Paso 4)	El paso 4 se activa cuando ha terminado el temporizador, es decir 5 segundos después de que se haya producido el paso 3.
101.04 (Paso 4) — 001.03 (2S1) — 101.04 (Paso 6, NC) — 101.05 (Paso 5, bobina); en paralelo: 101.05 (Paso 5)	El paso 5 se activa cuando el cilindro 2A vuelve a su fin de carrera anterior.
101.05 (Paso 5) — 001.01 (1S1) — 101.04 (Paso 1, NC) — 101.06 (Paso 6, bobina); en paralelo: 101.06 (Paso 6) — 100.13 (MARCHA)	Una vez que vuelve el cilindro 1A se cierra el ciclo y se activa Paso 6.
101.01 (Paso1) — SET 100.01 1Y	En el paso 1 se acciona la bobina 1Y para que salga el vástago del cilindro 1A.
101.02 (Paso 2) — SET 100.02 2Y	En el paso 2 se acciona la bobina 2Y para que salga el vástago del cilindro 2A.
101.03 (Paso 3) — TIM001 TMP #0050	En el paso 3 se pone en marcha el temporizador TIM001. Para que empiece a contar los 5 segundos.
101.04 (Paso 4) — RSET 100.02 2Y	En el paso 4 se desactiva la bobina 2Y para que entre el vástago del cilindro 2A.

101.05 — Paso 5 — RSET 100.01 1Y	En el paso 5 se desactiva la bobina 1Y para que entre el vástago del cilindro 1A.
101.06 — Paso 6 — Marcha 100.13 — CNT002 CONT #0003	En el paso 6 se activa el contador para que se descuente un ciclo de los 3 totales. Cuando se desactive la marcha se reseteará el contador y se volverá a poner en 3.
END	La función END es el fín del programa.

9.6.4 Ejemplo 3: Ciclo continuo o paso a paso.

Es normal en las máquinas de todo tipo tener unos pulsadores básicos que son los de marcha y paro, aparte de la denominada comúnmente “seta” de emergencia. Normalmente la “seta” va conectada directamente al hardware de la máquina es decir que corta directamente la alimentación eléctrica incluso en algunos casos la alimentación neumática.

Se explica a continuación como implementar en uno de los ejemplos anteriores un pulsador de marcha en ciclo continuo, uno de paro de ciclo y un selector de ciclo continuo o paso a paso. Se necesitarán dos pulsadores y un interruptor. Se conectan cada uno de ellos a una entrada del PLC (figura 9-37).

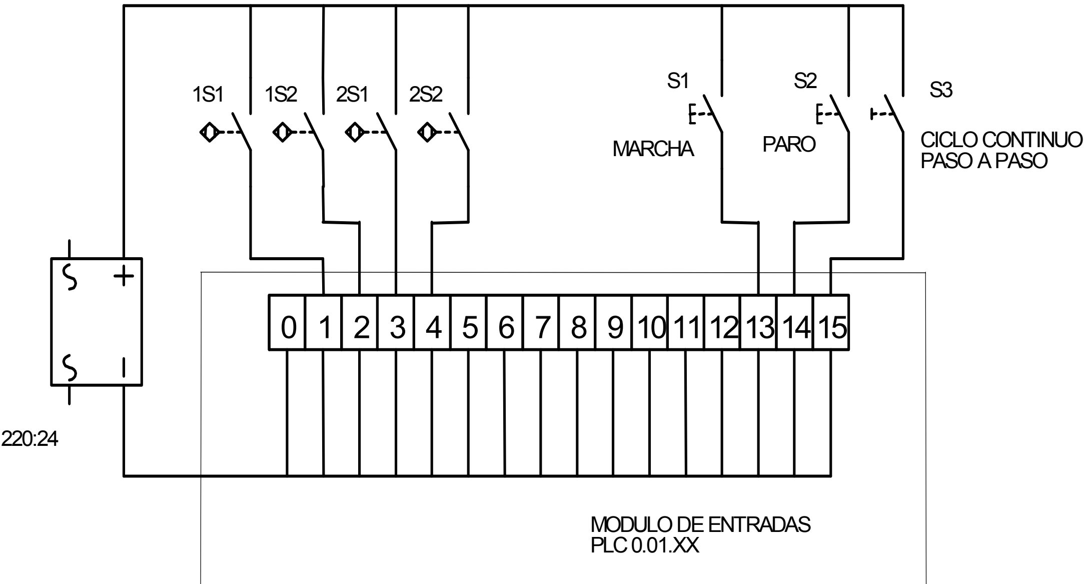


Figura 9-37. Conexión del módulo de entradas.

El pulsador de marcha que llamamos S1 se conecta a la entrada 0.01.13, el pulsador de paro que llamaremos S2 se conecta a la entrada 0.01.14 y el interruptor que selecciona entre ciclo continuo y paso a paso se conecta a 0.01.15.

Las demás entradas se conectan como en los ejemplos anteriores. Vamos a añadir estas opciones al ejemplo 3.

De esta forma deberíamos añadir las siguientes redes al inicio del programa. Son 4 redes muy sencillas: si se pulsa S1 se activa la salida 100.13 que se llama MARCHA. Si se pulsa S2 (pulsador de paro), se desactiva (RESET), dicha salida. Si se pulsa el interruptor de paso a paso se activa la salida 100.14 que se ha denominado PASO (figura 9-38).

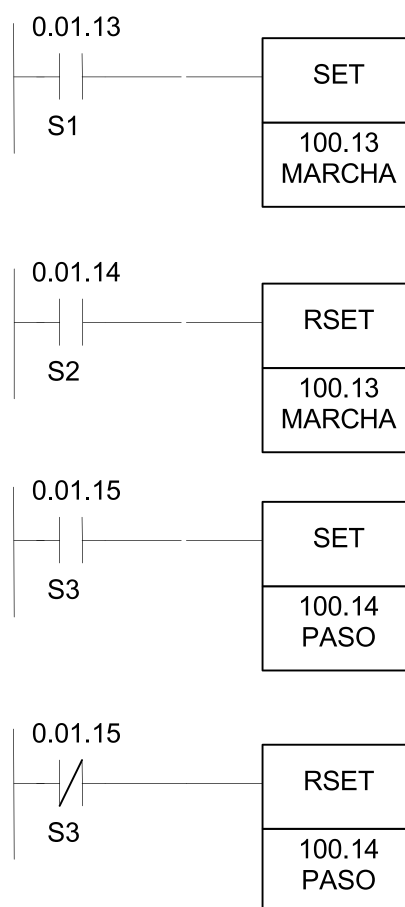


Figura 9-38. Primera parte del programa: pulsadores

El resto de redes del ejemplo 3 quedará como sigue:

1.-Primer paso

En este paso al igual que en los sucesivos se ha añadido al programa original del ejemplo 3, la parte sombreada. Si no está cerrado el pulsador de paso a paso la red funciona igual que en el programa original: cuando está activado Paso 1 y 1S2 se activará el paso 2 hasta que se active

el paso 3 y libere la autorretención. La condición 100.14 (PASO) no tiene efecto por estar normalmente cerrada (figura 9-39).

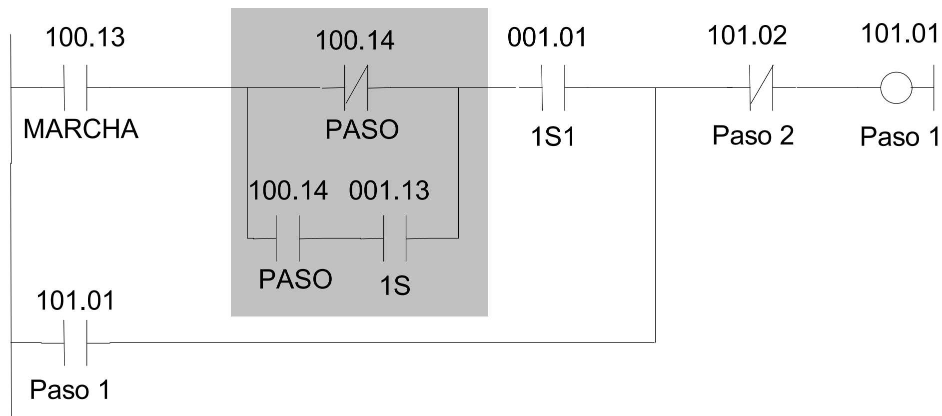


Figura 9-39. Primer paso del programa.

2.- Segundo paso

Si se activa el interruptor de paso a paso, la salida 100.14 se activa y por lo tanto se abrirá el contacto de la parte superior y se cerrara el de la inferior. Ahora solo se necesita cerrar el pulsador 1S (pulsador de marcha) para que se ejecute el paso 2. En cada paso sucesivo para que se ejecute se deberá pulsar el pulsador de marcha (figura 9-40).

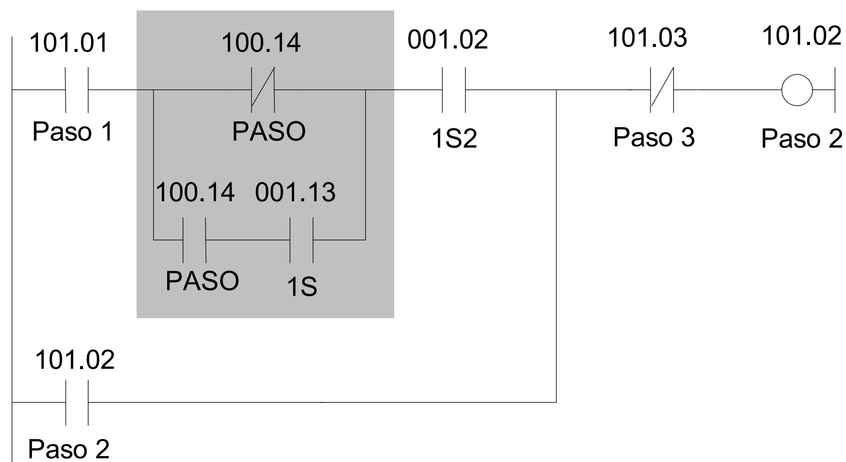


Figura 9-40. Segundo paso.

2.- Pasos siguientes

Todos los pasos sucesivos del programa tendrán la forma general de la figura siguiente. Siendo “Sensor” la condición necesaria para que se pueda ejecutar el paso. Normalmente será un detector final de carrera, un detector de pieza o un temporizador (figura 9-41).

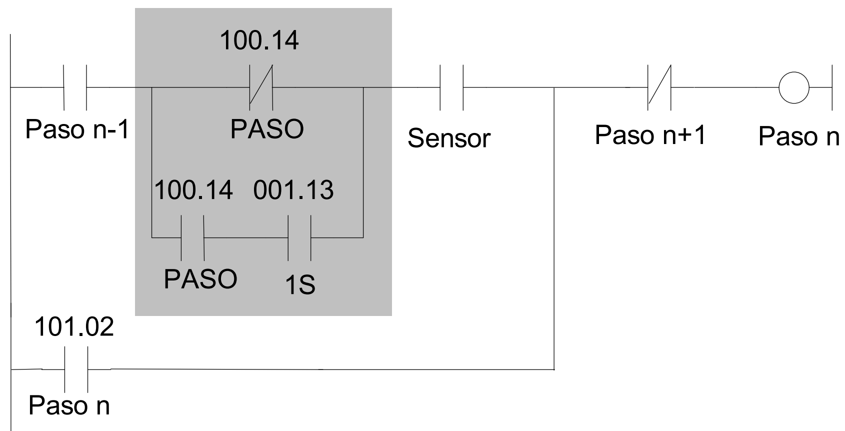


Figura 9-41. Forma de las redes de los siguientes pasos.

SIMBOLOGÍA NEUMÁTICA

Conversión de energía			
Compresor		Bomba de vacío	
Motor neumático unidireccional de caudal constante		Motor neumático bidireccional de caudal constante	
Actuador de giro		Cilindro neumático de simple efecto con retroceso por fuerza exterior	
Cilindro neumático de simple efecto con retroceso por muelle		Cilindro de doble efecto	
Cilindro de doble efecto con amortiguación regulable en ambos sentidos		Cilindro de doble efecto con doble vástago	
Unidad lineal neumática sin vástago		Cilindro hidrotelescópico	

Elementos de medición			
Manómetro		Caudalímetro	
Termómetro		Caudalímetro contador	
Presostato			

Transmisión de energía			
Conducto		Conducto flexible	
Fuente de presión neumática		Fuente de presión hidráulica	
Unión de conductos		Cruce de conductos	
Conexión cerrada de escape de aire		Silenciador	
Acoplamiento rápido		Acoplamiento rápido conectado con mecanismo de cierre de apertura mecánica	
Acoplamiento rápido desconectado, con conducto abierto		Acoplamiento rápido desconectado, con conducto cerrado	
Salida de aire sin posibilidad de conexión		Salida de aire con posibilidad de conexión	
Conexión de presión cerrada		Válvula de cierre	
Filtro		Filtro con purga manual de condensados	
Filtro con purga automática de condensados		Lubricador	
Refrigerador sin conductos para el sentido de flujo del medio refrigerante		Refrigerador con conductos para el medio refrigerante	
Secador		Unidad de mantenimiento	
Acumulador de aire a presión			

Válvulas de vías			
Válvula 2/2 normalmente cerrada (NC)	2(A) 1(P)	Válvula 2/2 normalmente abierta (NA)	2(A) 1(P)
Válvula 3/2 normalmente cerrada (NC)	2(A) 1(P) 3(R)	Válvula 3/2 normalmente abierta (NA)	2(A) 1(P) 3(R)
Válvula 3/3 con centro cerrado	2(A) 1(P) 3(R)	Válvula 4/2	4(A) 2(B) 1(P) 3(R)
Válvula 4/3 con centro cerrado	4(A) 2(B) 1(P) 3(R)	Válvula 4/3 con centro a escape en las vías de trabajo	4(A) 2(B) 1(P) 3(R)
Válvula 5/2	4(A) 2(B) 5(R) 3(S) 1(P)	Válvula 5/3 con centro cerrado	4(A) 2(B) 5(R) 3(S) 1(P)
Válvula distribuidora proporcional con posiciones intermedias y 2 posiciones finales.			

Denominación de las conexiones			
ISO/DIS 11727	Para válvulas 2/2 y 3/2	Para válvulas 4/2 y 4/3	Para válvulas 5/2 y 5/3
1	P	P	P
2	A	B	B
3	R	R	S
4	-	A	A
5	-	-	R
10	Z	-	-
12	Z	Y	Y
14	-	Z	Z

Accionamientos				
Manual				
General	Pulsador	Pulsador a tracción	Palanca	Pedal

Mecánico			
Leva	Rodillo	Rodillo escamoteable	muelle

	Válvula accionada en posición inicial

Accionamiento por presión		
Pilotaje neumático	Centrado por muelle	Por aplicación de presión diferencial

Accionamiento eléctrico	
Electroimán con un devanado	Electroimán con dos devanados
Electroimán y servopilotaje	Electroimán, servopilotaje y accinamiento manual auxiliar
Enclavamiento	

Válvulas de caudal			
Válvula reguladora de caudal con estrangulación constante		Válvula reguladora de caudal con estrangulación variable	
Regulador de caudal unidireccional		Divisor de caudal	
Válvulas de presión			
Valvula reguladora de presión con escape de aire	2(A) 1(P) 3(R)	Válvula regulable, limitadora de presión	3(R) 1(P)
Válvula de secuencia	2(A) 1(P)	Válvula de secuencia con pilotaje externo	2(A) 10(Z) 1(P)

Válvulas de cierre				
Válvula antirretorno	Válvula antirretorno precargada	Selector de circuito	Válvula de simultaneidad	Válvula de escape rápido

Componentes para vacío	
Generador de vacío	Ventosa

Detectores neumáticos	
Detector réflex	
Amplificador de señal de baja presión	

Bibliografía

A continuación se adjuntan la bibliografía recomendada entre la disponible en biblioteca. No obstante a pesar de no aparecer en la biblioteca se recomienda especialmente la consulta de catálogos comerciales en los que aparecen las últimas novedades de los elementos, además de todos los aspectos a tener en cuenta a la hora de la selección de componentes.

Stefan Hesse, Aire comprimido fuente de energía – Preparación y distribución, 2002 FESTO

Fernando Santos, Los compresores, 1.991 EUHASA.

Meixner, H.– Kobler, R., Introducción en la Neumática (Manual de estudio), FESTO 1988.

Neumática. Nivel Básico Tp 101 Manual De Estudio, 1991- Ed FESTO.

Neumática. Colección de ejercicios con soluciones. Nivel Avanzado -Tp102, 1990- FESTO.

Sistema Para Enseñanza De La Técnica De Mando Controles Lógicos Programables Nivel Básico, 1988 FESTO.

Controles Lógicos Programables, Nivel Básico, 1988- FESTO.

Electroneumática. Colección De Ejercicios Con Soluciones. Nivel Básico, 1990- FESTO.

Introducción a la Electroneumática, 1990- FESTO.

Introducción a la técnica Neumática de mando (Manual de estudio), 1982- FESTO.

Stefan Hesse, 99 ejemplos prácticos de aplicaciones neumáticas, 2.000 FESTO.

J. Pedro Romera, J. Antonio Lorite y Sebastián Montoro, Automatización. Problemas resueltos con autómatas programables.

A continuación se citan los enlaces de internet con información técnica sobre neumática más útiles:

FESTO (Neumática y oleohidráulica): www.festo.com.

BOSCH-REXROTH (Neumática y oleohidráulica): http://www.boschrexroth.com/

ATLAS COPCO (compresores): http://www.atlascopco.com/

SMC: www.smceu.com

LEGRIS (conductos): http://www.legris.com/legris/en_ES/home2.nsf/vuid/HomePage

ESCUELA UNIVERSITARIA POLITÉCNICA
UNIBERTSITATE-ESKOLA POLITEKNIKOA

SAN SEBASTIÁN-DONOSTIA



Universidad del País Vasco   Euskal Herriko Unibertsitatea

SISTEMAS NEUMÁTICOS Y OLEOHIDRÁULICOS

Oleohidráulica

Ingeniería Técnica Industrial
en Electrónica y Mecánica

Almandoz Berrondo, Javier
Mongelos Oquiñena, Belen
Pellejero Salaberria, Idoia
Área de Mecánica de Fluidos
Setiembre de 2007

No entiendes realmente algo a menos que seas capaz de explicarselo a tu abuela."

Albert Einstein (1879-1955)

"La educación científica de los jóvenes es al menos tan importante, quiza incluso más, que la propia investigación."

Glenn Theodore Seaborg (1912-1999)

"El genio es un uno por ciento de inspiración, y un noventa y nueve por ciento de transpiración."

Thomas Alva Edison (1847-1931)

INDICE

1. FUNDAMENTOS

La oleohidráulica debido a su gran campo de utilización en la industria y a la dificultad de pronunciar una palabra tan larga, ha adoptado en ocasiones la denominación más amplia y quizás incorrecta de hidráulica; lo lógico o más coherente sería que se le denominara "oleólica", como le gustaría a Groote, autor de buenos libros sobre el tema.

La oleohidráulica se define como la tecnología que trata de la producción, transmisión y control de movimientos y esfuerzos por medio de líquidos a presión, principalmente aceites, ayudados o no por elementos eléctricos y electrónicos.

Los accionamientos realizados en las máquinas pueden ser mecánicos, eléctricos, electrónicos, neumáticos o hidráulicos, cada uno de los cuales tienen sus ventajas y sus inconvenientes, expuestos en el apartado 1.1 de los apuntes de neumática, habiendo de tenerlos en cuenta para seleccionar el más idóneo en cada caso.

Los accionamientos hidráulicos tienen ventajas singulares, de tal manera que los hacen imprescindibles en la construcción de gran número de máquinas, siendo utilizados fundamentalmente en aquellas tecnologías donde se requiera realizar importantes esfuerzos, principalmente lineales, y en los que se exija alta precisión, de tal manera que el desarrollo de éstas sin la oleohidráulica hubiera sido más limitado, o por lo menos diferente. En la figura 1-1 se representan algunas aplicaciones características de la oleohidráulica.

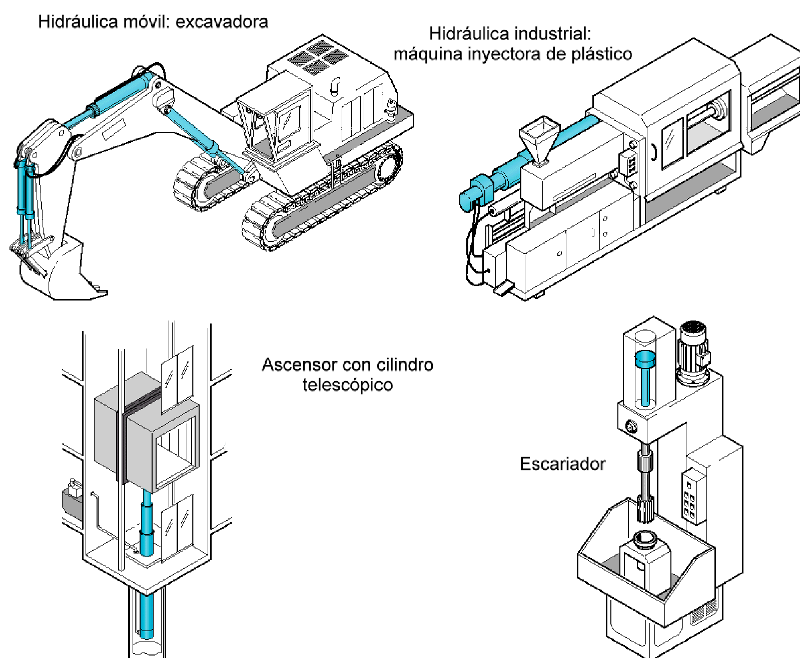


Figura 1-1. Aplicaciones de la Oleohidráulica.

Los campos de aplicación de la oleohidráulica son múltiples pero se pueden concretar en dos: Oleohidráulica estacionaria (máquinas herramientas, maquinaria textil, prensas, siderurgia,

industria de plásticos, cementeras, minería, industria y maquinaria pesada en general); Oleohidráulica móvil (maquinaria de obras civiles, maquinaria agrícola, automóviles, grúas, ferrocarriles, armamento, naves, aeronaves..). Su campo de aplicación, en resumen, está donde se requiera realizar esfuerzos importantes y/o precisos.

Ello es debido, entre otras causas, a que posee las siguientes ventajas:

☺ La oleohidráulica permite obtener elevados esfuerzos con elementos de tamaño reducido por medio de grandes presiones. Pueden, por tanto, obtenerse importantes momentos y grandes potencias. La relación potencia/peso en hidráulica tiene un valor muy reducido en de 3 a 5 veces menor.

☺ Debido a lo anterior las fuerzas remanentes de inercia son pequeñas, lo que proporciona una serie de ventajas y posibilidades, como son:

☺ Permite conseguir movimientos suaves, exentos de vibraciones con el ritmo que se desee: movimientos rápidos de aproximación y retroceso con movimientos lentos de trabajo. La ausencia de vibraciones permite obtener acabados de calidad.

☺ Posibilidad de regular la carrera de trabajo con gran precisión.

☺ Posibilidad de obtener ciclos automáticos de trabajo de manera similar a la Neumática, pero con más lentitud.

☺ Fácil transformación de un movimiento giratorio en rectilíneo o lineal y viceversa.

☺ Posibilidad de regular de manera continua los esfuerzos, momentos y velocidades desde cero hasta una velocidad máxima.

☺ Las variaciones de presión pueden conseguirse de manera continua o progresiva y a impulsos.

☺ Facilidad para invertir la marcha de manera cuasi instantánea.

☺ Ausencia de problemas de sobrecarga, el accionamiento se parará pero no se estropeará cuando la carga sea excesiva, poniéndose inmediatamente en marcha cuando descienda ésta. El accionamiento hidráulico parado consume energía, mientras que en el caso neumático el consumo es nulo.

☺ Facilidad para evitar sobrepresiones mediante válvulas de seguridad.

☺ Posibilidad, aunque limitada, de ubicar el sistema hidráulico donde se desee, independientemente de los otros órganos de la máquina.

☺ Facilidad para normalizar los elementos de los circuitos hidráulicos.

☺ Costos relativamente bajos. Mantenimiento reducido, simplicidad, versatilidad.

☺ Relativa facilidad para producir órdenes de mando, sin embargo superado muy ampliamente por la electricidad y la electrónica.

☺ En combinación con la electricidad, la electrónica y la informática se ha conseguido una gran simplicidad en el mando y facilidad de regulación, constituyendo un tándem de grandísimas posibilidades y realidades. Abre paso al mando a distancia. Se suele afirmar que la electricidad constituye los nervios y la hidráulica los músculos.

Por contra la hidráulica tiene algunos defectos:

☹ Los movimientos no son tan perfectos como se quisiera debido a la falta de rigidez absoluta del aceite; el módulo de elasticidad volumétrico de los líquidos no es infinito, es decir, su compresibilidad no es nula. La variación de viscosidad del aceite con la temperatura y la presión produce variaciones en las pérdidas de carga en los conductos y en las válvulas y modifica el volumen de fugas.

☹ Las pérdidas de carga en las tuberías y válvulas disminuyen el rendimiento del sistema y limitan las velocidades en las tuberías, para que aquellas no lleguen a valores excesivos.

☹ Las pérdidas por fugas en cilindros y sistemas de sellado disminuyen el rendimiento del sistema y las velocidades de desplazamiento de los actuadores. Minorar fugas exige tuberías buenas y cilindros y válvulas con mecanizados de alta precisión y por tanto costosos.

☹ Los elementos utilizados son algo ruidosos, del orden de 80 decibelios A.

☹ En determinados casos la tecnología se complica y requiere especialistas en su uso y mantenimiento

Todas las ventajas enumeradas anteriormente, pese a los inconvenientes citados, hacen a la hidráulica extraordinariamente útil y muy empleada en numerosas tecnologías.

1.1 Clasificación de la oleohidráulica

La hidráulica actualmente puede dividirse en tres estadios:

1. oleohidráulica convencional y modular
2. oleohidráulica proporcional
3. oleohidráulica de servoválvulas

La hidráulica convencional utiliza componentes o válvulas todo o nada, pasa líquido o no pasa, utiliza regulaciones normales, mecánicas (levas, pulsadores, rodillos), pilotados con circuitos hidráulicos auxiliares o eléctricas con electroimán normal. Su gran limitación es la dificultad de regulación precisa de fuerza y velocidad. Se entiende aquí por oleohidráulica no sólo ésta en sí, sino también la electrooleohidráulica, aunque no suele recibir este nombre tan largo, sino simplemente hidráulica.

La hidráulica modular es igual a la convencional salvo en lo que pudiera denominarse ordenación del "cableado". Intentando minorar tuberías para eliminar fugas y pérdidas de carga, se

acoplan las válvulas y componentes formando módulos. Además con cierta normalización se ha conseguido minorar costos.

La oleohidráulica de servoválvulas, aparecida sobre 1950, es utilizada fundamentalmente para regulación. Un mando eléctrico recoge señales eléctricas de entrada para transformarlas en una señal mecánica de posición. Se consigue un mando proporcional intensidad - caudal y por tanto regulación de velocidad (electro - hidráulico). Se obtiene un mando proporcional intensidad - presión y por tanto regulaciones de fuerza (electro - hidráulica). Son componentes de alta calidad. Resuelve problemas que la hidráulica convencional no resuelve.

Las servoválvulas contienen una mecánica de alta precisión, que requiere un aceite muy limpio, y por tanto un filtrado muy exigente (5 a 10 μm). Se utiliza en los casos en que se requiere gran precisión: error bastante menor del 3% en fuerzas y del 1% en posiciones. Se obtiene una precisión de posicionamiento de 0,01 mm. También se utiliza en el caso de movimientos a frecuencias altas, superiores a 10 Hz.

La hidráulica con servoválvulas es perfecta pero costosa y difícil, pero si no se utiliza no se resuelven los problemas de la hidráulica convencional: regular con gran precisión fuerzas y velocidades (presiones y caudales).

Una solución intermedia entre ambas tecnologías es la hidráulica proporcional. Utilizada principalmente para mando y en cierta medida en regulación. Se recuerda que en la regulación se autocorrige la magnitud obtenida si no concuerda con la deseada, mientras que en el mando no.

La hidráulica convencional para conseguir la regulación produce golpes de ariete y otros efectos secundarios que sacuden la máquina en ese instante y que no permite gran precisión.

Otra dificultad es la corrección del valor resultante, comparándolo con el valor deseado.

Todos estos problemas vienen a ser resueltos por la aparición de las válvulas de control direccional capaces de ofrecer una apertura controlada a voluntad, mediante una señal eléctrica. Esto es la hidráulica proporcional.

Los componentes proporcionales se caracterizan por:

- La magnitud hidráulica controlada (p o Q), proporcional a la intensidad eléctrica.
- La corriente continua de entrada es similar a la de los electroimanes convencionales.

Las impurezas admisibles en el aceite son superiores que en las servoválvulas (25 μm en vez de 10 μm).

Para los reguladores de posición el caudal máximo es 3 dm^3/min, lo cual obliga para caudales superiores a utilizar un elemento pilotado.

La hidráulica proporcional no elimina la convencional sino que la complementa; una solución con técnica proporcional puede simplificar considerablemente un circuito.

1.2 Diferencias entre los diferentes tipos de oleohidráulica

Se acompaña un cuadro en el que se comparan la hidráulica convencional con la hidráulica que emplea servoválvulas y válvulas proporcionales.

Hidráulica convencional y modular	Hidráulica proporcional	Hidráulica con servoválvulas
75% de las aplicaciones	>20% de las aplicaciones	<5% de las aplicaciones.
Regulaciones fijas de fuerza y velocidad con soluciones fáciles	Considerable simplificación y versatilidad de los circuitos de regulación y posicionados.	Considerable simplificación y versatilidad de los circuitos de regulación y posicionado.
Circuitos todo o nada	Regulaciones de fuerza, velocidad y posición.	Regulaciones de fuerza, velocidad y posición de gran precisión hasta 0,01 mm.
Posicionados imprecisos. más menos 1 mm según casos	Respuesta más lenta < 10 Hz.	Rapidez de respuesta > 10 Hz.
Regulaciones variables difíciles	Control a distancia	Control a distancia
Cambios bruscos	Facilidad en el cambio de información	Facilidad en el cambio de información.
Posibilidades de unión con la informática a través de autómatas programables.	Control electrónico. Necesidad de comunicación A/D.	Electrónica más compleja.
Filtración > 20 μm admisibles	Filtración < 25 μm	Filtración < 10μm.
Componentes intercambiables sin dificultad a nivel internacional	Componentes de difícil intercambiabilidad en cuanto a características.	Componentes de difícil intercambiabilidad en cuanto a características.
Componentes económicos	Componentes más económicos que las servoválvulas.	Componentes caros
Estudios realizables por un gran número de aplicadores	Estudios difícilmente realizables por el aplicador	Estudios difícilmente realizables por el aplicador
Mantenimiento fácil	Mantenimiento más fácil que en servoválvulas.	Mantenimiento delicado

1.3 CIRCUITOS ELEMENTALES

Un circuito oleohidráulico básico consta de una bomba que proporciona la presión del aceite, una conducción por donde se transporta y un cilindro donde llega el aceite y se realiza el esfuerzo, tal como se observa en la figura 1-2.

Mediante una fuerza F_1 accionada en un cilindro de sección A_1 se obtiene una presión en el líquido $p = F_1/A_1$; esta presión se transmite, según lo expresa el teorema de Pascal, por la conducción hasta el cilindro mayor de sección A_2, consiguiendo con ello una fuerza $F_2 = p.A_2$. Esto es el fundamento de la palanca hidráulica o de la prensa hidráulica. Como se observa el esfuerzo obtenido es proporcional a la presión.

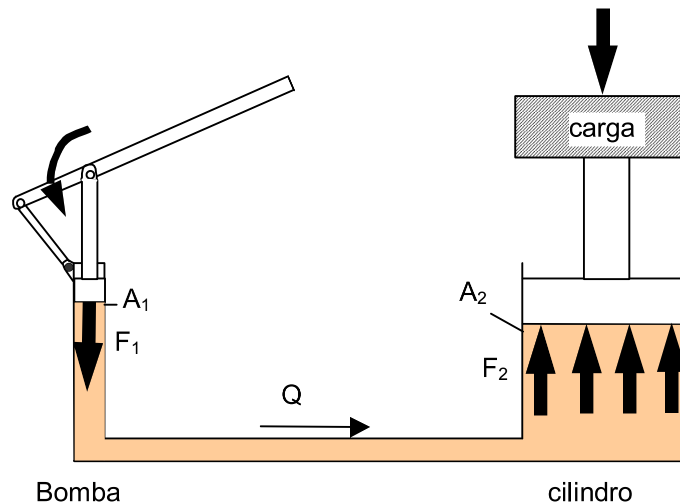


Figura 1-2. Circuito oleohidráulico básico.

Por otra parte si en el cilindro pequeño se va incrementando la fuerza que en él se hace, se aumenta la presión en el líquido hasta llegar un momento en que se alcanza la presión necesaria para vencer la carga dispuesta en el cilindro grande; a partir de este instante no se incrementa la presión, sino que la carga comenzará a desplazarse. La presión siempre se adecua a la resistencia que se opone al flujo. La velocidad con que se desplaza la carga es proporcional al caudal aportado por la bomba. La posición de la carga en un determinado instante es proporcional al volumen de líquido que haya entrado en el cilindro, es decir a aquel que haya aportado la bomba.

El circuito básico de la figura 1-3 ha de completarse para cumplir adecuadamente con su misión, en primer término con un depósito que aporte el aceite necesario y una bomba, maniobrada con un motor eléctrico o de explosión, pero además será necesario dotar al circuito de al menos determinados mecanismos que influyan en el sentido de desplazamiento del cilindro, en su velocidad de desplazamiento y en la presión del sistema.

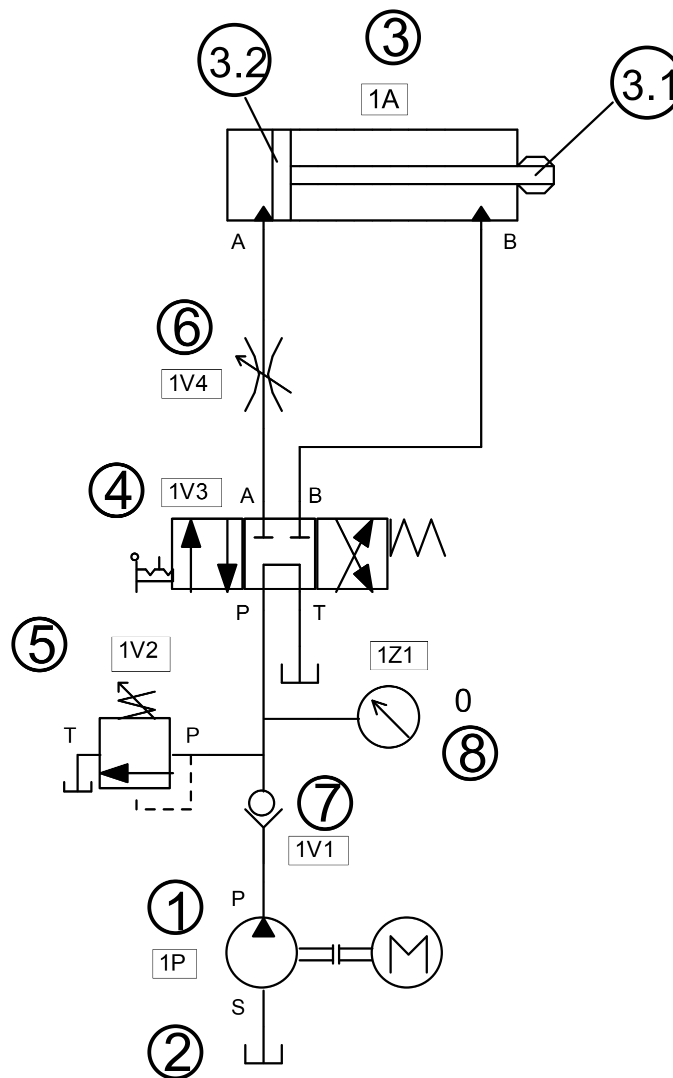


Figura 1-3. Circuito oleohidráulico.

En la figura 1-4 se representa un circuito más completo en el que la bomba (1) absorbe el aceite de un depósito (2) cuya superficie se encuentra en contacto con la atmósfera y lo impulsa por un sistema de tuberías a un cilindro. El cilindro (3) consta de un émbolo (3.1) y un vástago (3.2). El aceite a presión actúa sobre el émbolo produciendo un esfuerzo que transmite al vástago que es el que en última instancia realiza la fuerza requerida.

Para conseguir que el vástago pueda desplazarse en uno u otro sentido se dispone de una válvula distribuidora (4) que según cual sea la posición que adopte su corredera permite que el aceite a presión se dirija a uno u otro lado del émbolo. Por otra parte el aceite situado al otro lado del émbolo se dirige a través de la misma válvula hacia el depósito de aspiración de la bomba para que pueda ser utilizado de nuevo.

La bomba utilizada en estos circuitos es de desplazamiento positivo y en principio proporciona caudal casi constante independiente de la presión que se le exija y como ya se ha

dicho más arriba ésta depende de la fuerza requerida. Pues bien cuando el émbolo alcanza uno de los extremos del cilindro no será capaz de avanzar más por que éste se encontrará arriostrado. En tal caso la presión aumentaría indefinidamente si es que no se dispusiera algún elemento que la limitara. Esto es lo que consigue la válvula limitadora de presión o de seguridad (5) que una vez alcanzada una determinada presión de consigna se abre y deriva la totalidad o parte del caudal, según los casos, hacia el depósito de aspiración, que en los circuitos oleohidráulicos suele recibir el nombre de tanque.

Si se quiere influir sobre la velocidad con que se desplace el vástago se ha de variar el caudal con que circula el aceite por las tuberías, para ello se dispondrá una válvula estranguladora (6), derivándose el caudal sobrante por la válvula de seguridad (5).

En la práctica los circuitos se dibujan de la manera simple y esquemática expuesta atendiendo a la norma ISO 1219, de forma prácticamente igual que en la neumática, tal como se muestra en la figura 1-3. En cada elemento se ha indicado la nomenclatura señalada en tal norma.

1.4 NORMATIVA

La normativa más importante a aplicar en la oleohidráulica es la siguiente:

ISO 1219	Transmisiones hidráulicas y neumáticas. Símbolos gráficos.
ISO 4406	Calidad del aceite por su filtrado.
ISO 4413	Transmisiones hidráulicas. Reglas generales para la instalación y la utilización de equipos en los sistemas de transmisión mando.
ISO 4414	Ídem Neumáticas.
ISO 4572	Efectividad de un filtro según la prueba Multipas.
VDMA 605.12	Características de los aceites.
VDI/VDE 2173	Medidas características aerodinámicas de las válvulas (Factor de paso).
ISO 2909	Índice de viscosidad.
DIN 51519	Clasificación de la viscosidad.
DIN 51524	Clasificación de los aceites según su viscosidad.
DIN 24312	Presiones, definiciones, etapas de presión.
DIN 2391C	Tuberías de acero al carbono, estirado sin soldadura en atmósfera de argón.

La simbología de los elementos utilizados se acompaña en el apéndice.

2. PROPIEDADES DE LOS ACEITES

En principio para transmitir energía de presión se podría utilizar cualquier líquido. Sin embargo si se usara agua por ejemplo generaría problemas de corrosión, de ebullición y de congelación. Normalmente se usan aceites hidráulicos procedentes de la destilación del petróleo en aquellas instalaciones en las que no haya riesgo de fuego. Si existiera dicho riesgo se utilizarían emulsiones agua – aceite o aceites sintéticos. En cualquier caso los aceites hidráulicos deben cumplir con unas características básicas: Deben lubricar los elementos móviles, deben proteger contra la corrosión, tienen el punto de ebullición alto y el punto de congelación más bajo que el del agua, transmiten energía por medio del aumento de presión y disipan el calor generado por las pérdidas de carga.

La primera propiedad es su densidad, es decir su masa por unidad de volumen. Es frecuente conocer esta propiedad a través de lo que se denomina densidad relativa, es decir el cociente entre la densidad del cuerpo considerado y la del agua. Se representa por S. En el caso de aceites se suele utilizar la densidad en grados API (American Institute Petroleum); la relación entre este parámetro y S vale:

$$^{\circ}API = \frac{141{,}5 - 131{,}5S}{S}$$

Así se tiene que el agua tiene una densidad de 10º API y un aceite puede tener una densidad entre 25 y 45º API.

La propiedad que tienen los fluidos que los diferencia de los sólidos es la viscosidad, gracias a la cual se oponen a su movimiento. Existen dos formas de medir la viscosidad de un fluido: a través de consideraciones científicas y empíricas.

Para medir la viscosidad absoluta o dinámica (μ) se utiliza la unidad del SI el Poiseuille - Pl ($kg\ m^{-1}\ s^{-1}$), o bien en dimensiones de presión.tiempo, siendo el Poiseuille = Pascal.segundo (Pa.s).

La viscosidad del agua a 20 ° = 1 mPl = 0,001 Pa.s y la del aceite mineral a 20° = 35 mPl.

Para medir la viscosidad cinemática, equivalente a la viscosidad dinámica dividida por la densidad, se emplea la unidad del SI, sin nombre concreto, m^2s^{-1} y en ocasiones el $mm^2s^{-1} = 10^{-6}$ m^2s^{-1}

La viscosidad del agua a 20° = 1 mm^2s^{-1} y la del aceite mineral a 20° = 40 mm^2s^{-1}

Entre las viscosidades empíricas destaca el método de Engler, que mide la viscosidad en grados Engler (°E).Esta medida se relaciona con la viscosidad cinemática mediante la fórmula de Ubbelohde.

$$\nu\,(mm^2s^{-1}) = 7{,}32\nu\,(^{\circ}E) - \frac{6{,}31}{\nu\,(^{\circ}E)}$$

La viscosidad del agua a 20ºC es 1º Engler.

Un importante método de identificar aceites hidráulicos es por la especificación de la clase de viscosidad. La norma ISO así como la DIN 51524 clasifican los aceites a intervalos de viscosidad a 40 ºC. Tal y como se muestra en el cuadro siguiente.

Clase de viscosidad ISO	Viscosidad cinemática (mm^2/s) a 40 ºC	
	Máxima	Mínima
ISO VG 10	9	11
ISO VG 22	19,8	24,2
ISO VG 32	28,8	35,2
ISO VG 46	41,4	50,6
ISO VG 68	61,2	74,8
ISO VG 100	90	110

También para medir la viscosidad de los aceites se utilizan con frecuencia los números SAE (Society of Automotive Enginers), que marcan intervalos de viscosidad. Una equivalencia entre clases SAE e ISO-VG se puede ver en el cuadro siguiente.

<table>
<tr><th>Clase SAE</th><th>ISO - VG</th><th>Area de aplicación</th></tr>
<tr><td rowspan="2">30</td><td></td><td rowspan="3">Instalaciones estacionarias en lugares cerrados y altas temperaturas</td></tr>
<tr><td>100</td></tr>
<tr><td rowspan="3">20 W</td><td></td></tr>
<tr><td>68</td><td rowspan="5">A temperaturas normales</td></tr>
<tr><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">10 W</td><td>46</td></tr>
<tr><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">5 W</td><td>32</td></tr>
<tr><td></td><td rowspan="3">Para instalaciones al aire libre. Hidráulica móvil</td></tr>
<tr><td rowspan="5"></td><td>22</td></tr>
<tr><td></td></tr>
<tr><td>(15)</td><td rowspan="3">En lugares fríos</td></tr>
<tr><td></td></tr>
<tr><td>10</td></tr>
</table>

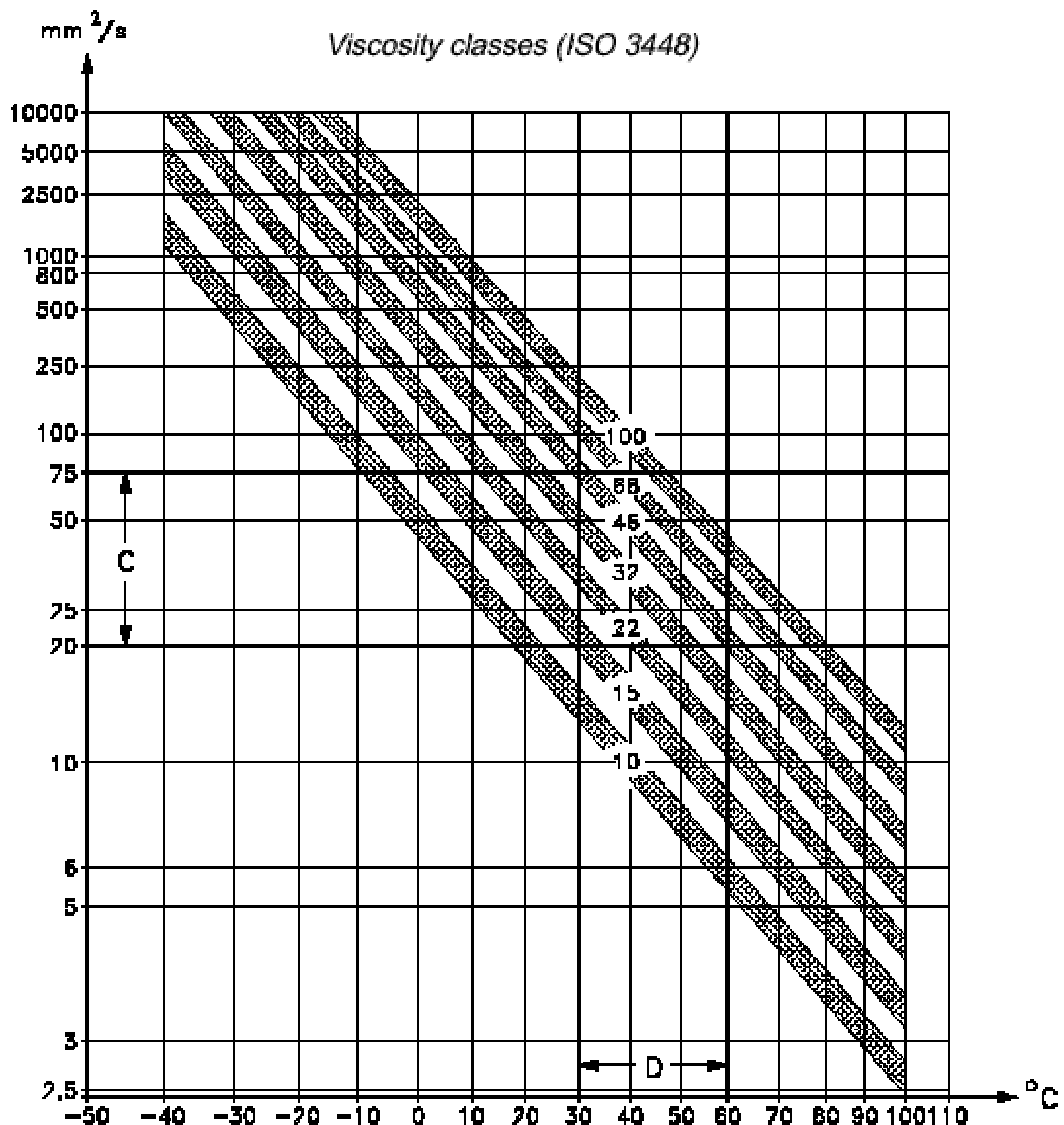


Figura 2-1. Variación de la viscosidad cinemática con la temperatura.

Variación de la viscosidad

Una cuestión fundamental en los circuitos oleohidráulicos es la variación de la viscosidad por la modificación de determinados parámetros; principalmente se altera con la temperatura; también lo hace con la presión, pero tan solo si su modificación es muy importante.

La variación de la viscosidad con la temperatura se conoce a través del denominado Índice de Viscosidad – VI -, obtenido mediante consideraciones empíricas. Un índice de viscosidad alto corresponde a fluidos de viscosidad bastante estable al variar la temperatura, mientras que si su valor es bajo señala que el aceite presenta modificaciones importantes con la temperatura. Los aceites utilizados en oleohidráulica deben tener un índice de viscosidad superior a 75.

La variación de la viscosidad con la presión viene definida por:

$$\mu_p = \mu_0 \, e^{\alpha p}$$

donde:

μ_p es la viscosidad a una presión absoluta de p bar

μ_0 es la viscosidad a la presión atmosférica

α posee los valores siguientes para diferentes temperaturas

20°C = 0,0024 bar^{-1}
50°C = 0,00205 bar^{-1}
100º C = 0,00147 bar^{-1}

De dichas fórmulas resulta, por ejemplo, que la viscosidad para una presión de 100 bar y a 50 °C es 1,22 veces que la correspondiente a la presión atmosférica e igual temperatura; por otra parte se observa que la viscosidad aumenta con la presión y disminuye con la temperatura en los líquidos.

Compresibilidad

Se define la compresibilidad de un fluido como la capacidad para disminuir su volumen cuando se incrementa la presión a la que se encuentra sometido. Se cuantifica mediante el módulo de elasticidad volumétrico K, que representa el cociente entre la variación de presión y la variación unitaria de volumen:

$$K = \frac{-\Delta p}{\Delta\forall / \forall}$$

obviamente tiene dimensiones de presión. El signo menos se añade para que el valor de K sea positivo. Cuanto mayor sea K tanto más incompresible será el fluido. En ocasiones se utiliza su inverso, β, denominado coeficiente de compresibilidad.

Debido al elevado valor del módulo de elasticidad volumétrico de los líquidos en ocasiones puedan ser considerados como incompresibles e incluso así se les llega a adjetivar.

El valor correspondiente al agua es:

$$K_{agua} = 2{,}1 \cdot 10^9 \text{ Pa} = 21.000 \text{ bar}$$

El de un aceite medio vale:

$$K_{aceite} = 1{,}6 \cdot 10^9 \text{ Pa} = 16.000 \text{ bar}$$

esto supone que para variar tan solo un 1% el volumen de aceite se ha de someter al fluido a una presión de 160 bar o que basta disminuir su volumen un 1% para incrementar la presión 160 bar

Por otra parte el módulo de elasticidad volumétrico de un líquido no varía linealmente con la presión sino que llega un momento en que lo hace de manera exponencial, con lo cual para

conseguir una misma reducción de volumen a presiones altas es necesario provocar un aumento de la presión muchísimo mayor que a presiones reducidas.

Hasta los 300 bar puede considerarse que el módulo de elasticidad volumétrico es constante, siendo la disminución de volumen, para el aceite, aproximádamente de 0,7% cada 100 bar de incremento de presión; a partir de este momento la compresibilidad aumenta de la forma que expresa la figura 2-2 reduciéndose, por tanto, el porcentaje indicado.

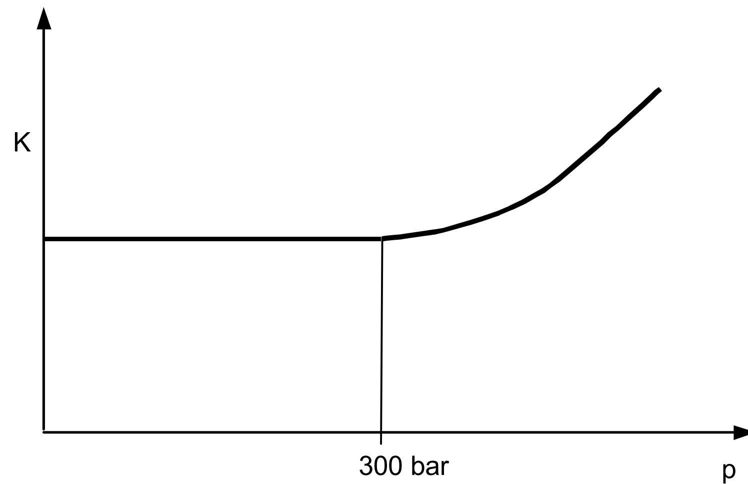


Figura 2-2. Variación del módulo de elasticidad volumétrico con la presión.

Otra cuestión a tener en cuenta en la compresibilidad de los líquidos es la cantidad de aire disuelto en el líquido.

Caudal de compresibilidad

Cuando un cilindro llega al final de su carrera, la bomba sigue proporcionando un caudal que hace aumentar la presión en aquél; este caudal es llamado caudal de compresibilidad. A continuación se va a relacionar el caudal con el incremento de presión.

Como se ha expresado un poco más arriba el módulo de elasticidad volumétrico se define matemáticamente como:

$$\mathbf{K} = -\forall\frac{\Delta \mathbf{p}}{\Delta\forall} = -\frac{\mathbf{m}}{\rho}\frac{d\mathbf{p}}{d\left(\mathbf{m}/\rho\right)} = -\frac{\mathbf{m}}{\rho}\frac{d\mathbf{p}}{-\frac{\mathbf{m}}{\rho^{\mathbf{2}}}d\rho} = \rho\frac{d\mathbf{p}}{d\rho} \quad (1)$$

Por otro lado por definición caudal másico equivale a:

$$\dot{\mathbf{m}} = \frac{d\mathbf{m}}{d\mathbf{t}} = \frac{d(\rho\forall)}{d\mathbf{t}} = \rho\frac{d\forall}{d\mathbf{t}} + \mathbf{V}\frac{d\rho}{d\mathbf{t}} \quad (2)$$

El primero de los sumandos se refiere a la variación de la masa debida a la variación del volumen mientras que el segundo sumando indica la variación de caudal másico a causa de la compresibilidad. De la primera expresión se puede deducir:

$$\mathbf{K} = \rho \frac{d\mathbf{p}}{d\rho} \rightarrow d\rho = \frac{\rho}{K} dp \rightarrow \frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{K} \frac{dp}{dt} \quad (3)$$

Si se sustituye (3) en (2) se obtiene:

$$\frac{d\mathbf{m}}{d\mathbf{t}} = \rho \frac{d\forall}{d\mathbf{t}} + \forall \frac{\rho}{\mathbf{K}} \frac{d\mathbf{p}}{d\mathbf{t}}$$

Si se divide todo por ρ y teniendo en cuenta que dm/dt=ρ·Q:

$$Q = \frac{d\forall}{d\mathbf{t}} + \frac{\forall}{\mathbf{K}} \frac{d\mathbf{p}}{d\mathbf{t}}$$

En el momento en que el cilindro llega a su final de carrera dV/dt = 0 luego el único caudal que será necesario aportar será el debido a la compresibilidad, que será:

$$Q = \frac{\forall}{\mathbf{K}} \frac{d\mathbf{p}}{d\mathbf{t}}$$

Si se admite una variación lineal de la presión con el tiempo:

$$Q = \frac{\forall}{\mathrm{K}} \frac{\Delta \mathrm{p}}{\Delta \mathrm{t}} \quad \text{o bien} \quad \Delta p = \frac{Q \cdot K \cdot \Delta t}{\forall}$$

Si, por ejemplo, Q = 2 l/min, K = 16.000 bar, Δt = 0,2 s, el cilindro tiene un diámetro de 100 mm y una carrera de 300 mm, el incremento de presión alcanzaría un valor de:

$$\Delta p = \frac{2.10^{-3} \cdot 16.000 \cdot 0{,}2}{\pi/4 \cdot 0{,}1^2 \cdot 0{,}3 \cdot 60} = 45{,}24 \quad bar$$

Otras propiedades de los aceites

Además de las propiedades señaladas los aceites poseen otra serie de características que tienen una gran importancia en su utilización en la oleohidráulica. De entre ellas destacan las siguientes:

Índice de desemulsión. Caracteriza la mayor o menor facilidad que presenta un aceite para separarse del agua que pudiera contener. El aceite y el agua forman emulsiones que no son convenientes en los circuitos. Por ello es bueno que los aceites tengan un buen índice de desemulsión. Existen métodos para medir dicho índice entre los que cabe destacar el de Herschel y el indicado por ASTM. En un circuito oleohidráulico el agua se introduce fundamentalmente por condensaciones.

Poder antiespumante: Es la propiedad por la que un líquido se separa del aire que contiene. Todos los aceites contienen aire disuelto en una proporción del 10% en volumen aproximadamente, siendo su solubilidad directamente proporcional a la presión e inversamente a la temperatura.

Cuando el aceite después de trabajar a una presión alta pasa al tanque a la presión atmosférica, debido a la disminución de la solubilidad, se desprenden burbujas de aire produciendo espumas, que es necesario eliminar.

Poder anticorrosivo: Es necesario incorporar a los aceites algún aditivo antioxidante para evitar la acción corrosiva de la humedad. Los circuitos que funcionan intermitentemente sufren una acción corrosiva superior a los que trabajan de manera continua.

Punto de congelación: Este parámetro adquiere una importancia singular en los caso en que los circuitos oleohidráulicos han de trabajar a muy bajas temperaturas, como el caso de maquinaria móvil.

Punto de anilina: Define el poder disolvente del aceite sobre las juntas, empaquetaduras y otros elementos de cierre de tuberías, válvulas y cilindros. Un valor alto de este índice puede producir ablandamiento, henchimiento y disgregación de determinados materiales.

Propiedades lubricantes: Los aceites a utilizar en un circuito oleohidráulico han de tener buenas propiedades lubricantes con el fin de que los cilindros, motores y bombas se comporten correctamente. Las propiedades lubricantes se concretan en una buena formación de película, para lo que se requiere una adecuada untuosidad, es decir una determinada adsorción física y química del aceite por las partes metálicas.

2.1 Tipos de fluidos hidráulicos

Los fluidos usados en hidráulica se pueden clasificar en los siguientes grupos:

Aceite mineral: procedentes de la destilación del petróleo

- Emulsiones aceite/agua (taladrinas)
- Mezcla agua/poliglicol
- Líquidos sintéticos: sintetizados en laboratorio.

Los más comunes son los aceites basados en aceite mineral, que según la clase CETOP RP75H puede ser:

HH: aceite sin aditivos.

HL: aceite con aditivos especiales para mejorar el poder anticorrosivo y la durabilidad del fluido. Forma parte de los denominados fluidos de circulación universales, para aplicaciones y usos diversos. Está especialmente recomendado para su uso en sistemas y circuitos hidráulicos que no requieran características antidesgaste. Poseen buenas cualidades antioxidantes y anticorrosivas.

HM: es un aceite HL con más aditivos para mejorar las propiedades antidesgaste. Dentro de la hidráulica industrial de tipo convencional, el tipo HM, satisface las exigencias de los sistemas hidrostáticos más modernos, que incorporan bombas de última generación de paletas y de

engranajes, que operan a muy alta presión y con gran variación de temperaturas. El grado ISO HM 46, cubre los requisitos de viscosidad de la mayoría de los sistemas, simplificando el número de aceites a almacenar. El ISO HM 32 puede operar 10º C por debajo del límite de posibilidad de bombeo fijado para el ISO HM 46. El grado ISO HM 68 está especialmente indicado para operar a altas temperaturas y presiones.

HLP: parecido al tipo HP pero con aditivos para evitar el desgaste. Especialmente recomendado en sistemas con microfiltros que requieren fluidos con alta resistencia a la degradación térmica y a la oxidación, con el fin de evitar la formación de lacas en servoválvulas y lodos en los diferentes actuadores hidráulicos. Especialmente recomendado en sistemas hidrostáticos que requieran fluidos hidráulicos de tipo antidesgaste y extrema presión.

HV: que es un aceite HM más aditivos para mejorar el índice de viscosidad.

Se pueden clasificar los aceites también en función de si son fácilmente inflamables o poseen una buena resistencia al fuego. Dentro del primer grupo están los aceites minerales de los que se ha hablado antes. En ciertas aplicaciones la combinación de un aceite a presión y una fuente de calor, puede suponer un grave riesgo de incendio. De hecho, una simple fuga de aceite a elevada presión en el circuito, produce una pulverización del fluido que se proyecta a gran distancia, y si entra en contacto con una llama, chispa eléctrica, metal caliente, etc. la inflamación es instantánea. Por tanto son desaconsejables en aplicaciones como: máquinas de fundir a presión, máquinas de inyección, trenes de laminación, mecanismos de basculación de hornos, etc. y especialmente indicados por ejemplo en maquinaria de obras civiles.

Dentro del segundo grupo, se tienen dos tipos bien definidos: aquellos en los que la resistencia al fuego es proporcionada por una estructura química y en segundo lugar los aceites mezclados con agua, con objeto de que ésta les confiera la adecuada ininflamabilidad que ellos no tienen. Al primer subgrupo pertenecen los materiales sintéticos en particular los ester-fosfatos y los hidrocarburos clorados. Al segundo subgrupo pertenecen las mezclas agua-glicol y las emulsiones agua en aceite y aceite en agua.

Según las normas VDMA 24317 y 24320 se clasifican de la siguiente forma:

Fluido tipo	Norma VDMA	Composición	% de contenido de agua
HFA	24 320	Emulsión aceite - agua	80 … 98
HFB	24 317	Emulsión agua – aceite	40
HFC	24 317	Solución acuosa p.e. agua - glicol	35 … 55
HFD	24 317	Solución no acuosa ester-fosfato	0 … 0,1

TIPO HE biodegradable: Aceites especiales de bases sintéticas y vegetales destinados a evitar el impacto medioambiental de las fugas de los sistemas hidráulicos. De alta capacidad para ser metabolizados por organismos vivos. Poseen una buena estabilidad térmica con muy elevado

índice de viscosidad. La actual gama comprende aceites de amplio campo de temperaturas de utilización (BEMA OIL HM-S) y normales (BEMA OIL HM-C). Recomendado en sistemas hidráulicos de maquinaria y aplicaciones industriales que requieran la utilización de un aceite biodegradable. Especificaciones: DIN 51524 Parte 3, ISO 6743/4 TIPO HE.

A continuación se acompañan las características de un aceite comercial, concretamente el CEPSA HIDRAULICO HL: aceite lubricante formulado con bases parafínicas altamente refinadas.

UTILIZACION: especialmente recomendado para sistemas de circulación donde se requieran buenas propiedades anti-oxidantes y contra la corrosión.

PRESTACIONES:

- Alta resistencia a la oxidación y herrumbre.
- Buenas características antiespumantes.
- Moderadas características antidesgaste.
- Fluidez a bajas temperaturas.
- Excelente comportamiento frente a juntas y elastómeros.
- Capacidad de eliminación de forma rápida del aire ocluido en el aceite.

Las características técnicas se reflejan en el cuadro siguiente:

HIDRAULICO HL		GRADO ISO		
CARACTERISTICAS	NORMA ASTM	32	46	68
Densidad 15 ºC, g/cm^3	D-4052	0,872	0,878	0,882
P. Inflamación V/A, ºC	D-92	210	215	220
P. Congelación, ºC	D-97	-24	-21	-18
Viscosidad a 40 ºC, mm^2/s	D-445	31	48,3	66,7
Índice de Viscosidad	D-2270	100	100	100

3. EL GRUPO HIDRÁULICO

La creación de la energía en un sistema hidráulico se realiza por medio de la bomba, que normalmente va unida a una serie de elementos, formando lo que se conoce como grupo hidráulico.

El grupo hidráulico se compone principalmente de un depósito o tanque (figura 3-1), una bomba, una válvula de seguridad, un manómetro y dos racores por lo menos, uno de toma de presión P y otro de vuelta al tanque T. La línea L permite recoger el aceite producido por las fugas. Casi siempre suelen llevar algún tipo de filtro y si el grupo es un poco grande necesitará de refrigeradores y calentadores del aceite. Muchas veces las válvulas de control van incorporadas en el propio grupo conectadas en forma modular para minorar el número de tuberías y juntas. Además se añaden cada vez más elementos de sensórica para la automatización, es decir, presostatos, sensores de nivel, de temperatura, y de presión, caudalímetros etc.

3.1 El tanque hidráulico

El depósito, o más comúnmente llamado tanque, cumple diferentes funciones. En primer término es el depósito de aspiración e impulsión del sistema de bombeo, además sirve de almacén y reserva de aceite. Por otra parte tiene como misiones la separación, en lo posible, del aire del líquido hidráulico, la refrigeración del aceite por simple transmisión de calor por sus paredes al exterior, la toma de contacto del aceite con la presión atmosférica y, por último, su estructura sirve de soporte de la bomba, del motor de accionamiento y de otros elementos auxiliares.

El tanque dispone de los elementos siguientes:

- Filtro de llenado y aireador (1).
- Visor de nivel máximo y mínimo (2).
- Placa separadora retorno – aspiración (3).
- Tapón de vaciado (4).
- Tapa para limpieza (5)

Todo depósito debe estar lo suficientemente ventilado para poder eliminar las burbujas de aire disueltas en el aceite. Además se debe poner en contacto el aceite a la presión atmosférica. Pero por otro lado se debe evitar que la polución del ambiente contamine el fluido hidráulico. Esta es la misión del tapón de llenado y aireador.

Las partículas sólidas más gruesas y los lodos formados por degradación del aceite se van acumulando en la parte inferior del tanque. Cada cierto tiempo habrá que hacer labores de mantenimiento, vaciado del tanque de aceite y limpieza del mismo. Para ello se dispone de la tapa (5). La chapa separadora (3) sirve para evitar el paso de burbujas de aire del retorno hacia la aspiración de la bomba, ya que hay que tener en cuenta que el tanque sirve al mismo tiempo de

depósito de aspiración e impulsión del sistema. Estas burbujas son debidas a la caída del aceite por el tubo de retorno. El tubo de retorno ha de tener longitud suficiente para introducirse dentro del líquido en el tanque y evitar las salpicaduras que formarían espuma si el aceite saltara libremente. Es muy usual disponer conjuntamente con el visor de nivel, un termómetro para controlar no sólo el nivel de líquido sino también su temperatura.

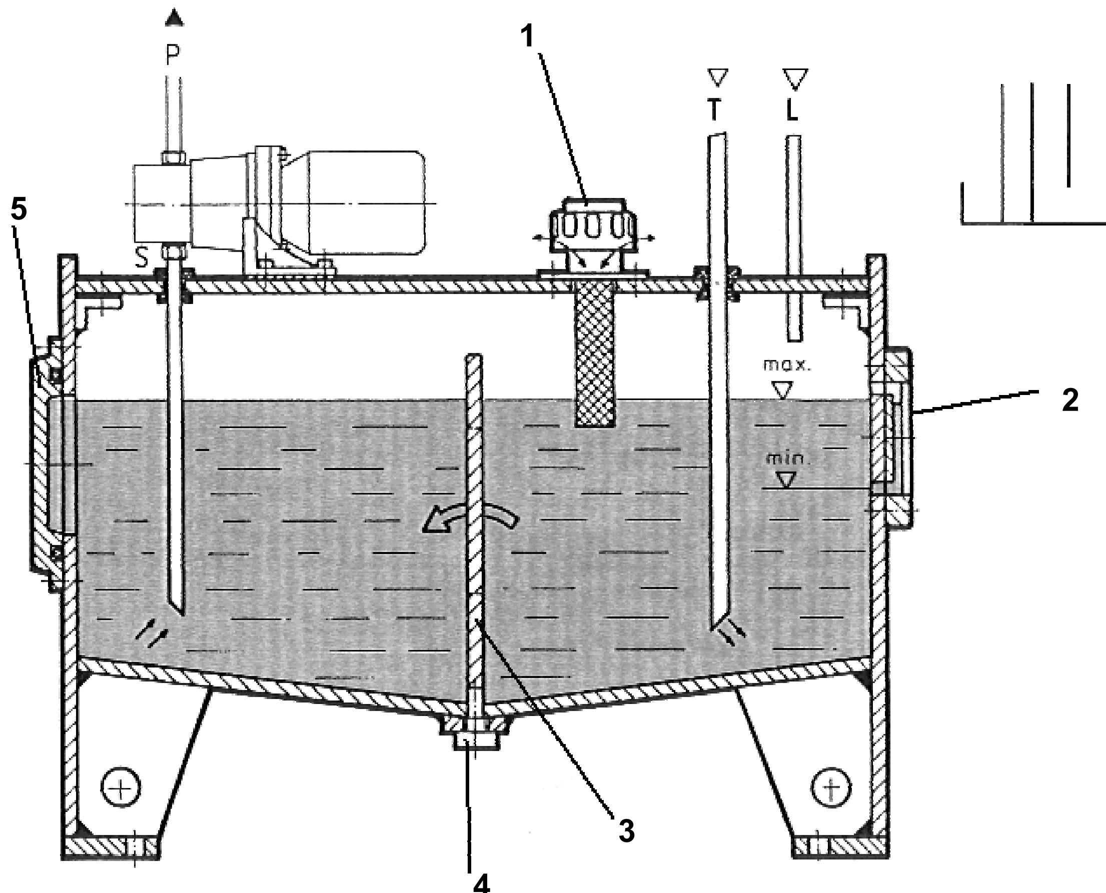


Figura 3-1. Tanque hidráulico.

Para el dimensionamiento del tanque se suele adoptar la norma empírica que dice que el volumen de aquél ha de ser igual a 3 a 5 veces el volumen impulsado por la bomba en un minuto.

3.2 Bombas hidráulicas

Las bombas en los circuitos hidráulicos han de proporcionar un caudal relativamente pequeño con una gran presión. El tipo de bombas idóneas para prestar tal servicio son las de desplazamiento positivo, es decir, aquellas que están basadas en el teorema de Pascal.

Este tipo de bombas, como es sabido, se clasifican, atendiendo al movimiento del elemento desplazador, en:

- Bombas alternativas

- Bombas rotativas

El caudal que proporcionan es en principio independiente de la presión generada, ya que será equivalente al volumen de una cilindrada por el número de éstas por unidad de tiempo; sin embargo, la presión hace que se produzcan pérdidas volumétricas, es decir que parte del líquido pase a uno u otro lado del elemento desplazador e incluso fugue al exterior, o bien las válvulas, si dispone de ellas, no se abran o cierren en el momento adecuado, por ello el caudal disminuye algo a medida que se incrementa la presión. La curva característica que relaciona presión y caudal es por tanto prácticamente una recta horizontal (figura 3-2). La regulación del caudal puede conseguirse mediante la variación de la velocidad de giro o, normalmente, gracias a la modificación de la cilindrada.

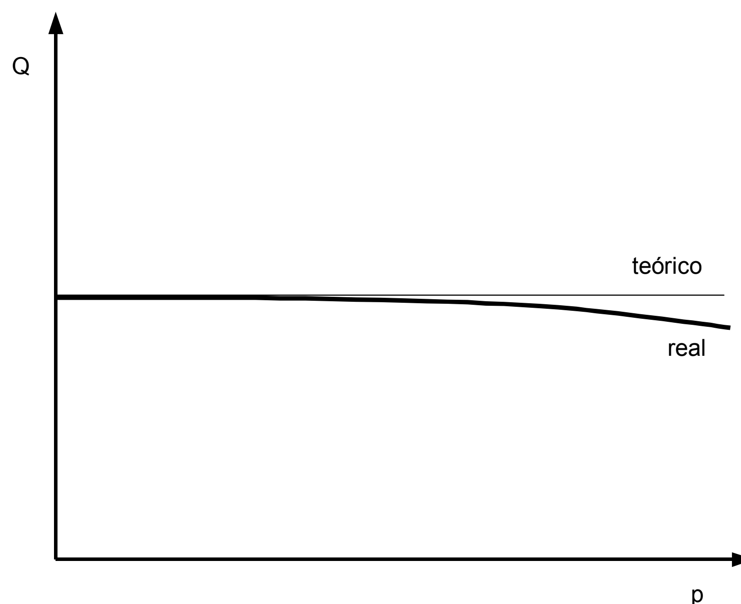


Figura 3-2. Curva característica Caudal – Presión de una bomba de desplazamiento positivo.

La altura o presión engendrada teóricamente no tiene tope, sin embargo en la práctica está limitada por cuestiones tecnológicas obvias que aconsejan que cada tipo de bomba no exceda de una determinada presión, e incluso lo normal es impedir pase ésta de un determinado valor mediante una válvula de seguridad. Se construyen bombas alternativas para presiones de hasta 320 bar e incluso bastante mayores y rotativas hasta 250 bar o superiores. En los apartados siguientes se explican dichos tipos de bombas.

Aunque las bombas alternativas y rotativas son ambas de desplazamiento positivo y tienen el mismo principio de fundamento, trabajan de manera algo diferente que aconseja explicarlas por separado.

3.2.1 Bombas alternativas

Las bombas alternativas constan esencialmente de una carcasa cilíndrica con un émbolo desplazable alternativamente en uno y otro sentido, dentro de aquélla, y unas válvulas por donde

penetra el líquido en la bomba y se impulsa hacia la descarga. En ciertos casos, las válvulas se sustituyen por lumbreras, también denominadas troneras, que son simples orificios que comunican las tuberías de aspiración e impulsión con el interior de la carcasa de la bomba.

El émbolo al desplazarse en uno y otro sentido, respectivamente, crea una depresión que aspira el líquido del depósito de aspiración, y genera una compresión que lo desplaza hacia la tubería de impulsión. Se dice que cuando el émbolo se desplaza en un sentido genera un volumen en el que penetra líquido. Cuando lo hace en el sentido contrario disminuye el volumen y, por tanto, el líquido situado en la cámara incrementa su presión hasta el momento en que abre la válvula de impulsión al vencer la fuerza producida por el líquido situado en la tubería de descarga, instante en que el líquido empieza a inyectarse en esta última. En la figura 3-3 puede apreciarse el esquema de una bomba de émbolo en las dos fases de su funcionamiento.

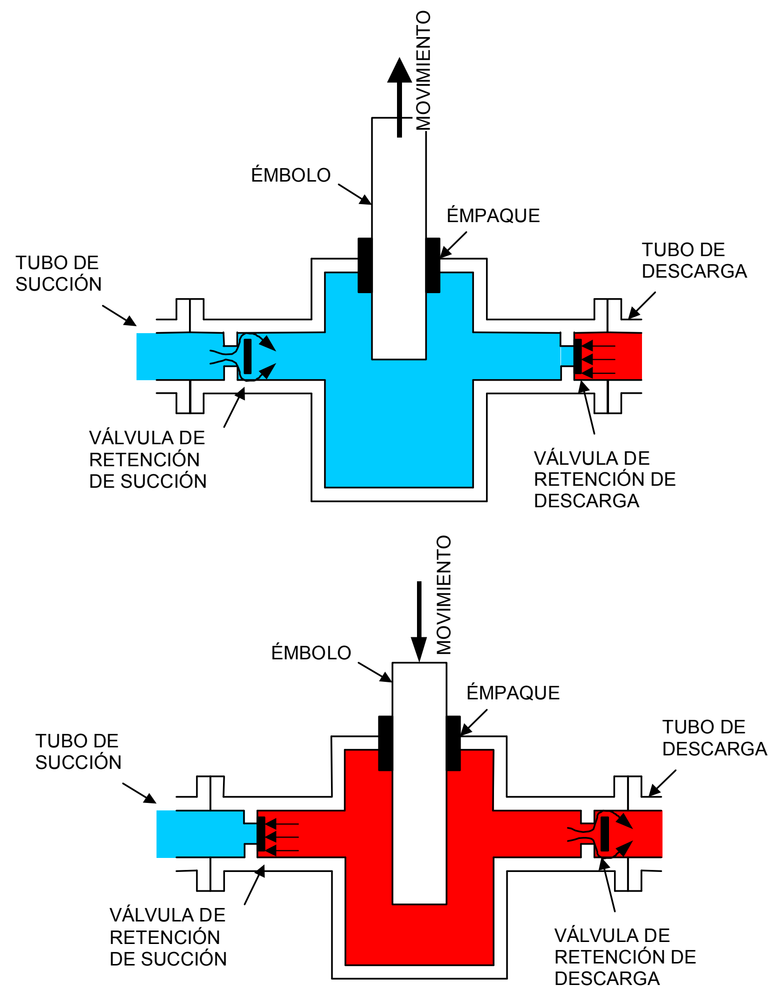


Figura 3-3. Esquema de bomba de émbolo.

Los elementos fundamentales de este tipo de bombas son la cámara cilíndrica, el pistón o émbolo que se desplaza en su interior, el vástago que relaciona el émbolo con el elemento motor y las válvulas o lumbreras. Entre el émbolo y el cilindro y entre éste y el vástago, en el punto de salida hacia el exterior, es preciso producir la estanquidad suficiente para que el líquido no pase

de una a otra cara del émbolo y no salga al exterior, respectivamente. En las bombas utilizadas en la oleohidráulica el émbolo y el vástago forman una única pieza denominada émbolo buzo.

Debido al funcionamiento de estas bombas, maniobradas mediante un motor giratorio de arrastre y un sistema biela manivela, el caudal proporcionado es muy variable con el tiempo, siguiendo una curva senoidal (figura 3-4).

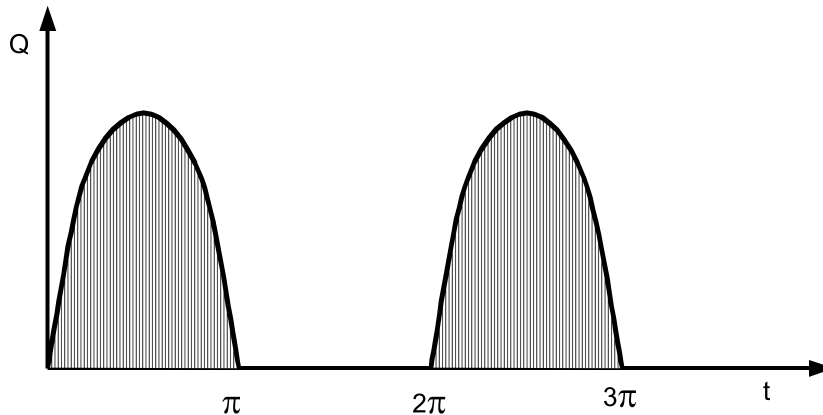


Figura 3-4. Caudal proporcionado por una bomba alternativa en función del tiempo.

Para atenuar la variación del caudal es muy frecuente la disposición de varias bombas de émbolo en paralelo de tal forma que trabajen con un determinado desfase entre ellas, con lo que se consigue, además de un incremento de caudal, una importante reducción de la irregularidad del servicio. Por ejemplo si se disponen cuatro bombas iguales desfasadas $\pi/2$, se tendrá que cada una suministra el caudal indicado en la figura 3-5. El caudal del conjunto se calcula mediante la suma del proporcionado por cada cilindro.

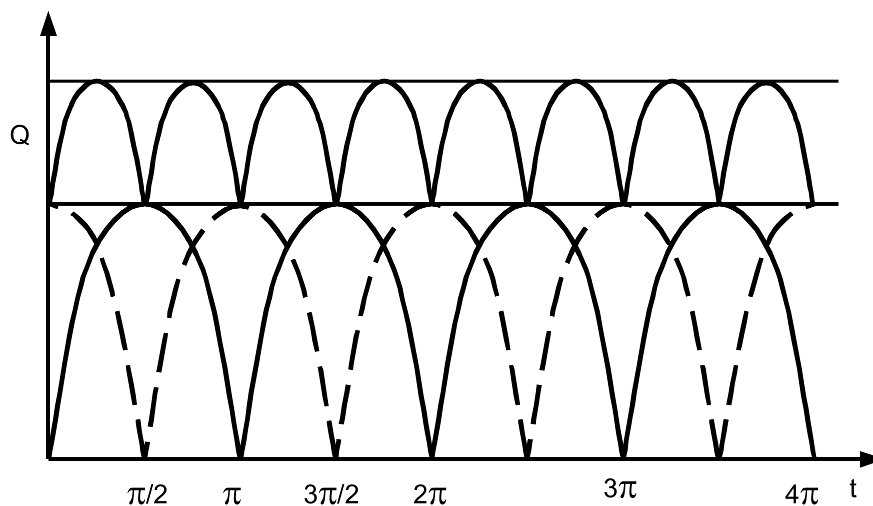


Figura 3-5. Caudal proporcionado por cuatro bombas iguales de simple efecto desfasadas $\pi/2$

Las bombas alternativas utilizadas en oleohidráulica han de estar formadas necesariamente por varios cilindros con el fin de homogeneizar el caudal. Se clasifican según la disposición de los cilindros en bombas radiales y bombas axiales, que se explican a continuación.

3.2.1.1 Bombas radiales

Las bombas radiales constan de una leva central (2) accionada por el motor de arrastre que cuando gira posiciona cada uno de los pistones (4) en distintas fases, produciéndose la apertura y cierre de las válvulas (5 y 6) en diferentes momentos (figura 3-6).

En la figura 3-6 se observa como la bomba (3.1) se encuentra en situación de succión con la válvula de aspiración abierta y la de impulsión cerrada (no se ve en el dibujo), en la bomba (3.2) se comienza a invertir el sentido de su émbolo cerrándose la válvula de aspiración y ya en la bomba (3.3) la leva está en posición tal que, cerrada la válvula de aspiración, abre la válvula de impulsión y envía el líquido hacia la descarga.

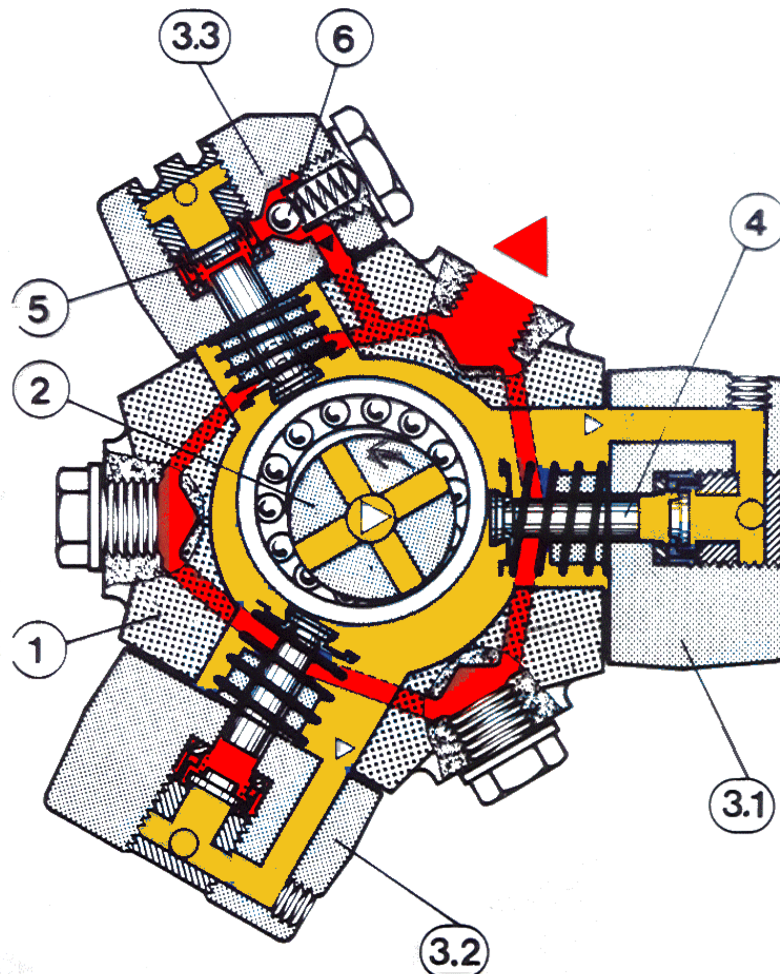


Figura 3-6. Bomba de pistones radiales.

Cuando la leva gira 360º cada uno de los cilindros pasará por todas las posiciones de sus correspondientes émbolos y válvulas, verificándose un ciclo completo en los tres cilindros en cada revolución.

Existen bombas con 3, 5 y 7 cilindros e incluso todavía más; permiten proporcionar hasta 700 bar con caudales de hasta 150 l/min. Estas bombas son reversibles pudiendo trabajar como motores hidráulicos, es decir mediante la aportación de un líquido a presión se produce el giro de la máquina, transformándose la energía hidráulica en energía mecánica.

3.2.1.2 Bombas de pistones axiales

En este tipo de bombas los cilindros se disponen paralelos entre sí de manera circunferencial en una especie de tambor. Los émbolos son desplazados alternativamente dentro de sus respectivos cilindros mediante una placa, inclinada respecto al eje de los cilindros. Los extremos externos de los pistones disponen de una rótula para permitir juego en su movimiento. Todas las rótulas van unidas por medio de un anillo que apoya sobre la mencionada placa o va unida a la misma.

Existen dos formas de arrastre de los pistones, denominadas platina inclinada y eje inclinado respectivamente. En el primer caso (figura 3-7) el eje motor está unido mediante una chaveta al tambor que aloja los cilindros. Al girar el eje motor, también lo hace el tambor, la platina solidaria al eje y, por lo tanto, los pistones; al mismo tiempo se desplazan longitudinalmente éstos al deslizar las rótulas de los mismos por la placa inclinada que se encuentra fija y ser, por tanto, empujados por la misma. En determinados casos se utilizan muelles que obligan a que los émbolos apoyen continuamente sobre la platina.

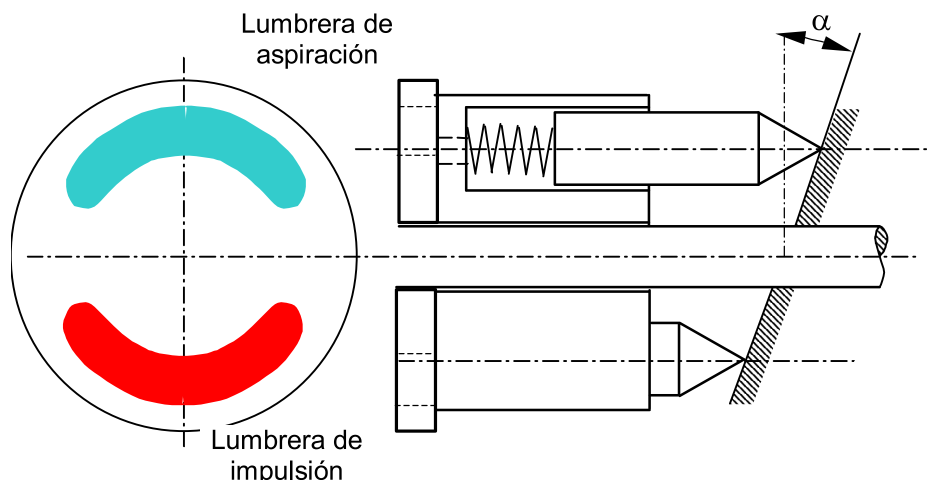


Figura 3-7. Esquema de funcionamiento de bomba axial con placa inclinada.

Los pistones se hallan desfasados, consiguiendo de esta manera una mayor regularidad de caudal. Evidentemente en cada revolución todos los cilindros, pasan por las distintas fases del ciclo. Los cilindros que se encuentran en la fase de succión están conectados mediante la

lumbrera de aspiración al depósito inferior, mientras que los cilindros que trabajan presionando están acoplados, gracias a una segunda lumbrera, a la tubería de descarga. Las lumbreras consisten en unos orificios en forma de riñón. Cada cilindro está forzosamente en contacto con la aspiración o con la impulsión para que no aumente el volumen del cilindro sin que entre líquido en él y no disminuya sin que salga.

En el otro caso (figura 3-8), es decir, con eje inclinado, el eje motor arrastra la placa, solidaria al mismo, a la que están unidas las rótulas de cada émbolo. Éstas arrastran a su vez los pistones, haciendo girar el tambor y desplazándose así los émbolos dentro de sus respectivos cilindros. El desfase de los cilindros, las troneras y las conexiones con la aspiración y la descarga son análogos a los del caso anterior.

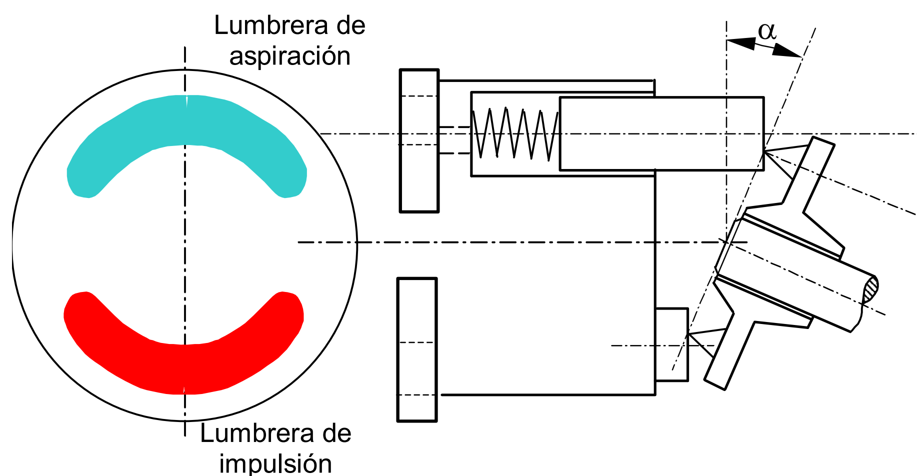


Figura 3-8. Esquema de accionamiento de bomba axial con eje motor inclinado.

El caudal teórico trasegado por estas bombas es equivalente al volumen de la cilindrada multiplicada por el número de revoluciones por unidad de tiempo. La cilindrada es igual al número de cilindros por la sección transversal de cada uno y por la carrera. El caudal real será igual al teórico multiplicado por su rendimiento volumétrico.

Con el fin de que estas bombas puedan modificar el caudal, las dos versiones descritas se fabrican con cilindrada variable, lo cual se consigue proporcionando a la platina, mediante algún mecanismo, diferentes inclinaciones con relación a los ejes de los pistones, con lo que se varía la carrera del émbolo dentro de su cilindro. Además pueden ser doblemente reversibles, es decir, son capaces de invertir el sentido del flujo y de trabajar como motores hidráulicos. Obviamente, son autocebantes.

En las figuras 3-9 y 3-10 se presentan cortes meridianos de dos bombas de pistones axiales, una con placa inclinada y la otra con el eje inclinado. Pueden alcanzar 400 bar de presión y un caudal de hasta 2.000 l/min, gracias a disponer hasta 11 pistones dispuestos en paralelo.

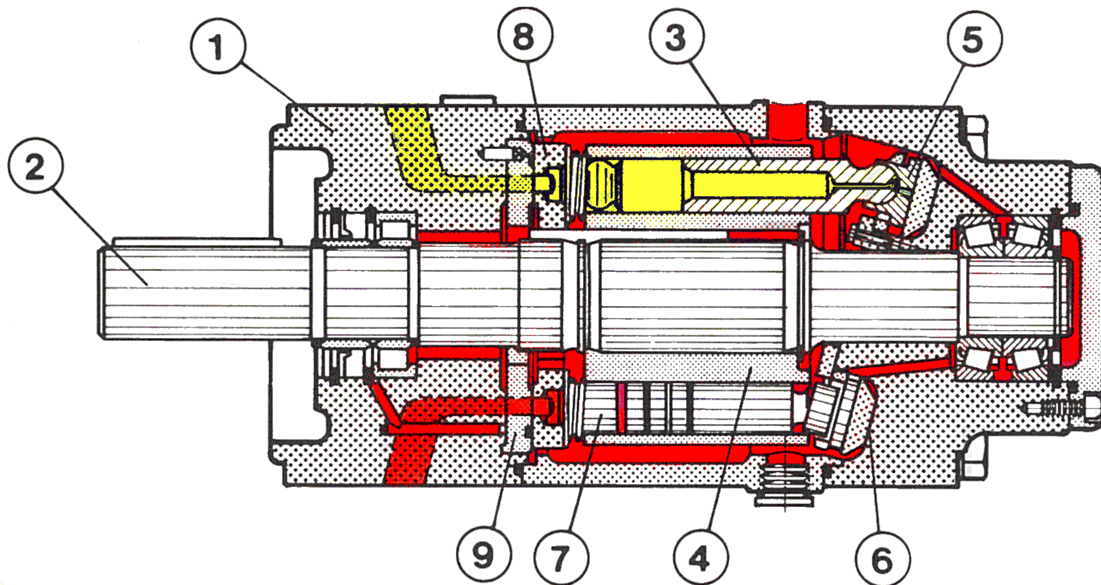
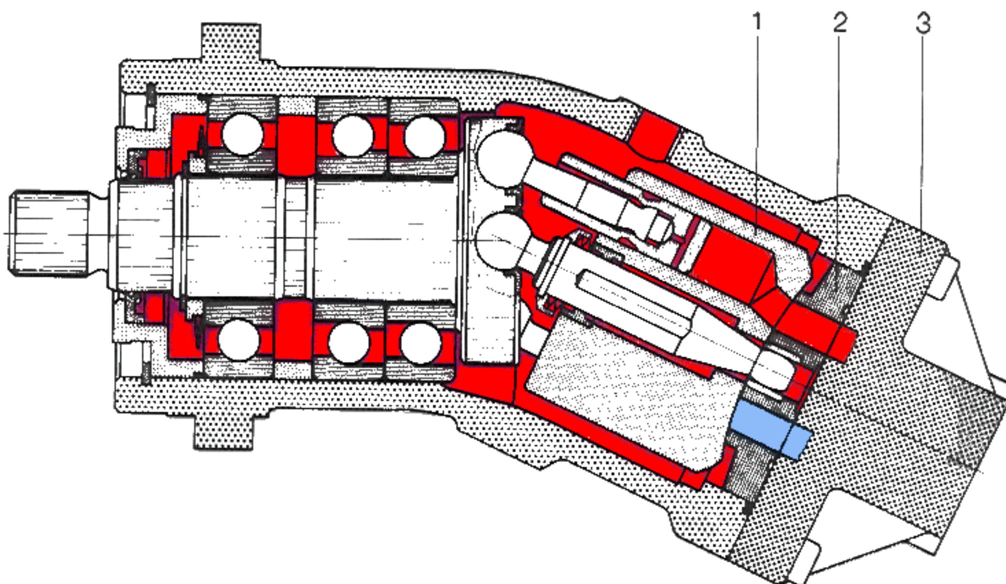
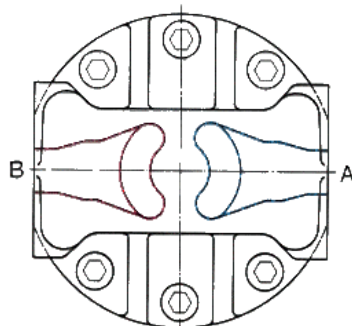


Figura 3-9. Bomba de pistones axiales con placa inclinada.



Placa de conexiones
p/ funcionam.Coma
bomba respectiv.Motor
en circuito cerrado

Placa de conexiones
p/ funcionam.Coma
bomba respectiv.Motor
en circuito abierto



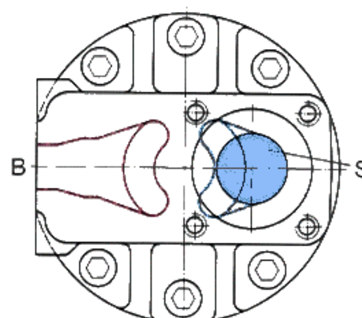


Figura 3-10. Bomba de pistones axiales con eje de motor inclinado.

Las figuras 3-11 y 3-12 representan, respectivamente, cortes de bombas de pistones axiales con platina inclinada y eje inclinado con cilindrada variable.

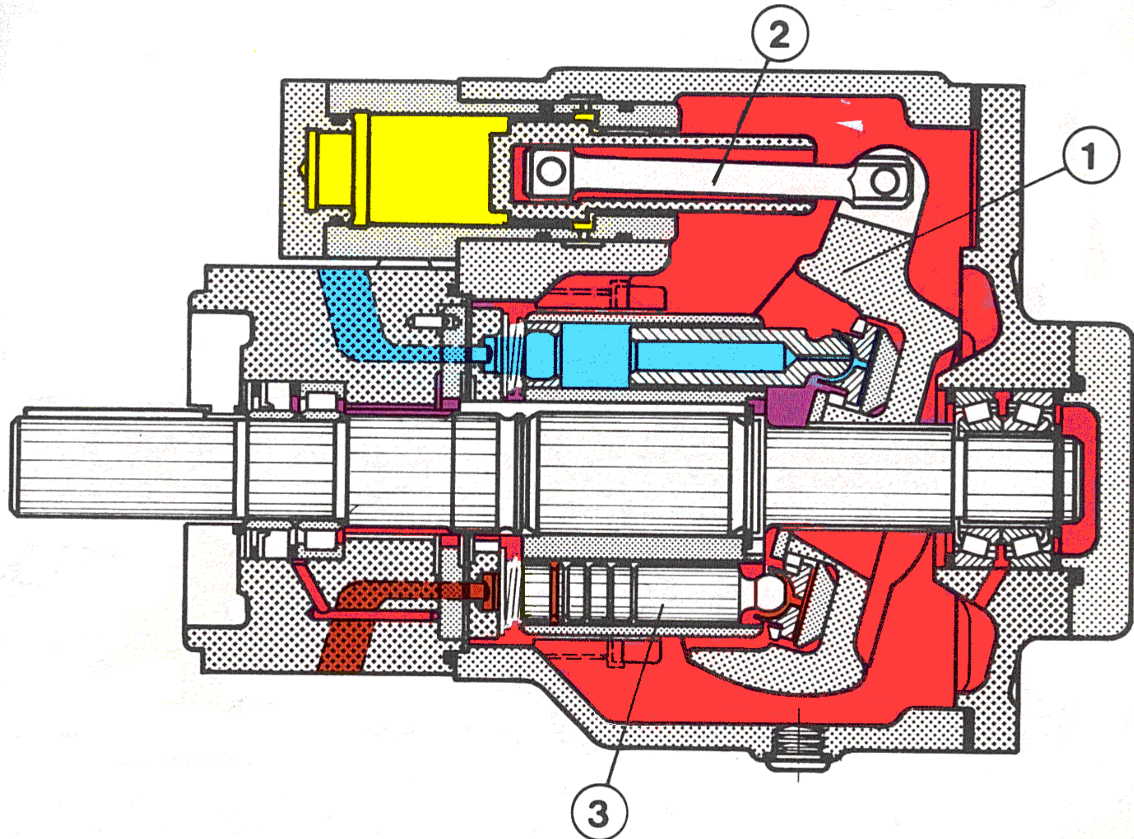


Figura 3-11. Bomba de pistones axiales con platina inclinada y cilindrada variable.

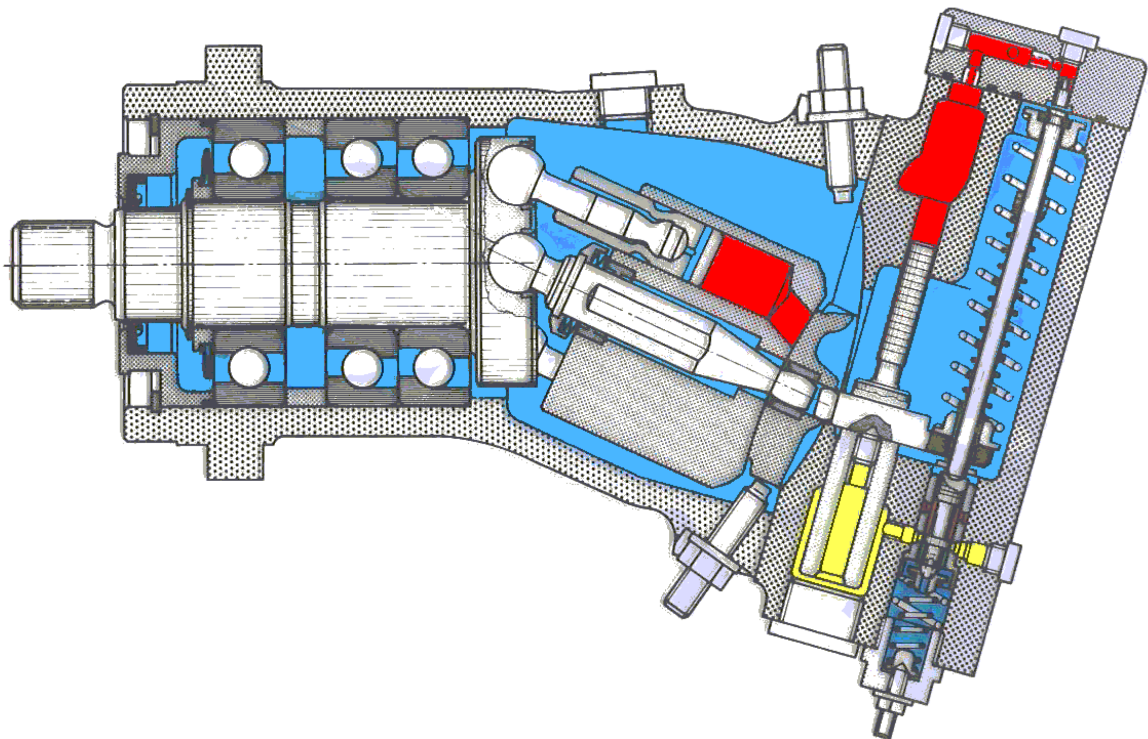


Figura 3-12. Bomba de pistones axiales con eje inclinado y cilindrada variable.

3.2.2 Bombas rotativas

Las bombas rotativas son bombas de desplazamiento positivo en las que el órgano desplazador gira sobre un eje; reciben también el nombre de rotoestáticas. Su principio de funcionamiento, su curva característica y sus aplicaciones son muy similares a las bombas alternativas.

Al girar el elemento desplazador se crea una depresión que succiona el líquido sin necesidad de cebado, lo desplaza y lo deposita en la descarga junto con el líquido sometido a presión. No requieren válvulas, evitándose los reflujos mediante ajustes perfectos entre partes estáticas y móviles.

Su principio de funcionamiento es sencillo pero su construcción difícil por lo que su coste es elevado, así como su rendimiento. Han de trabajar con líquidos suficientemente viscosos que sean capaces de formar película para que sirvan de lubricante de la propia bomba.

Existen numerosos tipos de bombas rotativas de no fácil clasificación, de entre ellas en oleohidráulica se emplean principalmente las de engranajes externos, las de engranajes internos y las de paletas.

3.2.2.1 Bombas de engranajes externos

Constan de dos piñones cilíndricos rectos, uno de ellos motor y el otro arrastrado por éste, que giran dentro de un cuerpo de bomba muy ajustado. El líquido que penetra en la máquina por la aspiración es succionado al girar los piñones, atrapado entre los dientes y el cuerpo de las bombas y obligado a circular periféricamente con los piñones hasta la descarga. (figura 3-13). En la figura 3-14 pueden verse las curvas características de una determinada bomba de engranajes comercial, que facilita el caudal y la potencia absorbida en función de la presión. Se recuerda que la potencia absorbida es igual al caudal por la presión dividido por el rendimiento.

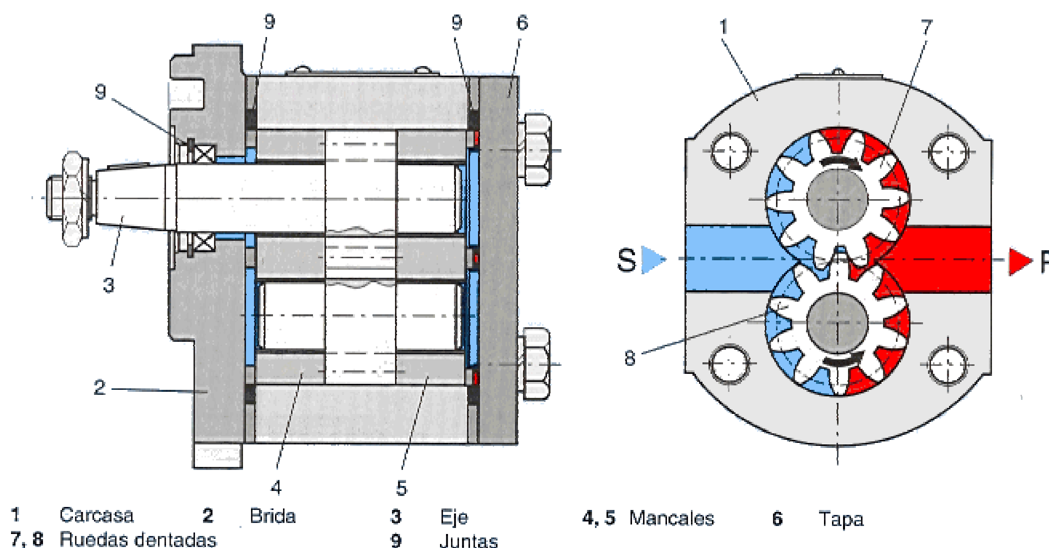


Figura 3-13. Bomba de engranajes externos

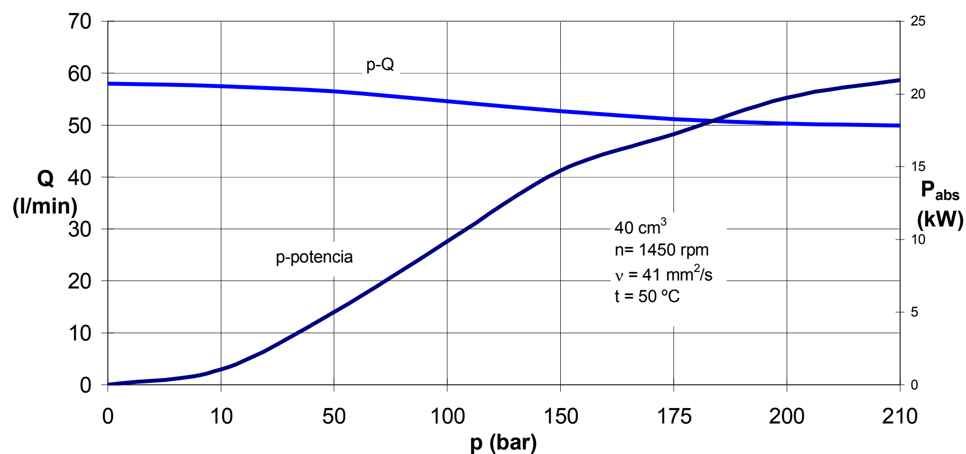


Figura 3-14. Curva característica de una bomba de engranajes externos de BOSCH REXROTH.

El líquido posee la presión de la aspiración hasta el momento en que toma contacto con el de la impulsión, en cuyo instante, al mezclarse ambos, de forma más o menos violenta e instantánea, pasa a tener la presión de aquélla que puede ser muy importante.

Son bombas de cilindrada constante, reversibles doblemente, es decir puede disponerse la aspiración y la impulsión a la inversa y trabajar como motores hidráulicos.

3.2.2.2 Bombas de engranajes internos

Una variante de la bomba anterior es la de engranajes internos que consiste en una rueda con dientes en su periferia que gira excéntricamente con el cuerpo de la bomba, que dispone en su interior dientes con los que engrana, tal como se observa en la figura 3-15.

La presión con que trabajan estas bombas alcanza los 250 bar; el caudal es reducido dadas sus características constructivas. Las bombas de engranajes externos aunque son más económicas son más ruidosas y cada vez menos empleadas por este motivo.

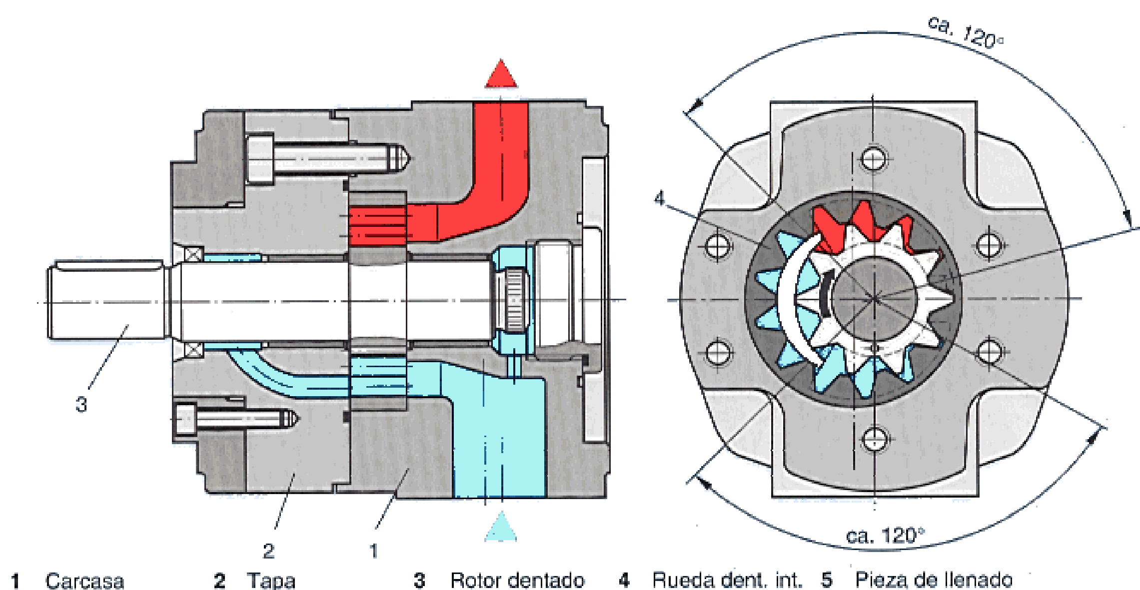


Figura 3-15. Bomba de engranajes internos.

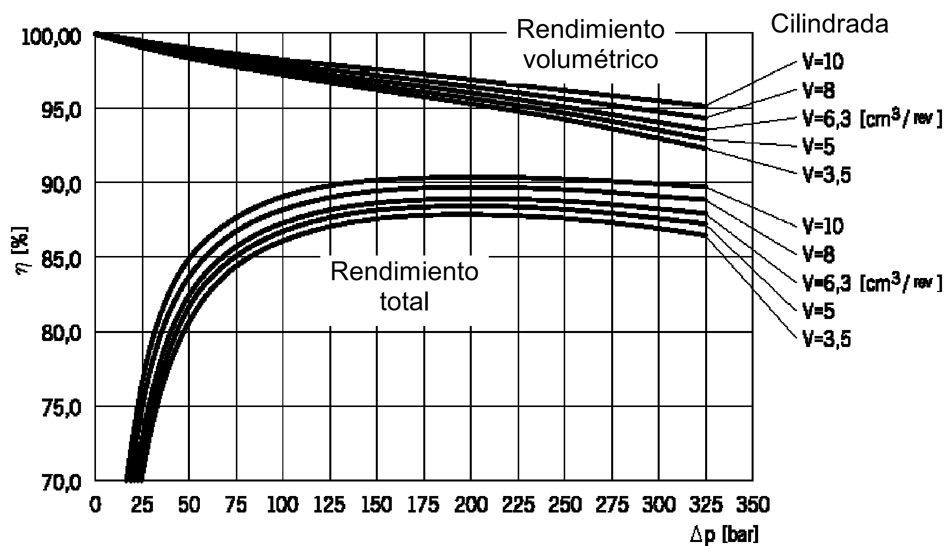


Figura 3-16. Curvas características de bombas de engranajes internos Bosch.

La figura 3-16 contiene las curvas características de un grupo de bombas comerciales determinado. Cada bomba, dentro del grupo, está definida por su cilindrada total. La cilindrada real es igual a la total por el rendimiento volumétrico que depende de la presión de trabajo. La potencia absorbida es igual al caudal por la presión dividido por el rendimiento total.

3.2.2.3 Bombas de paletas

Constan de un tambor cilíndrico que dispone de unas hendiduras radiales en las que se desplazan unas paletas; dicho tambor gira en el interior de un cuerpo ligeramente elíptico, ajustándose aquéllas con el interior de aquel, gracias, entre otros motivos, a la fuerza centrífuga.

Al verificarse el giro, igual que en las otras bombas rotativas, se crea una succión que absorbe el líquido de la aspiración, lo atrapa, lo desplaza y lo deposita en la impulsión (figura 3-17). En cada revolución se producen dos ciclos completos.

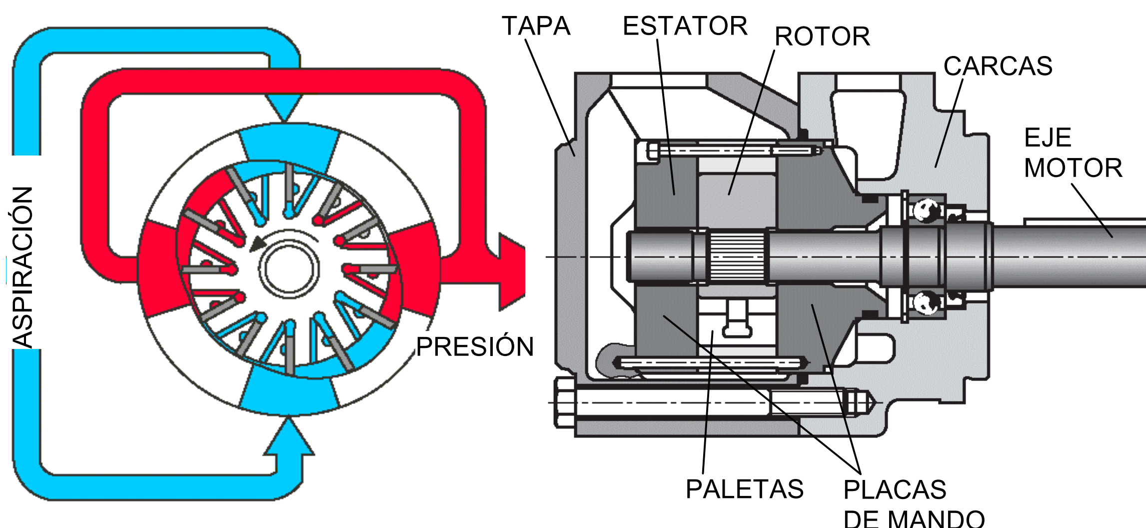


Figura 3-17. Sección transversal de una bomba de paletas.

Para que el ajuste entre las paletas y el cuerpo de la bomba sea más perfecto se adoptan dos precauciones, las paletas se dividen en dos semipaletas independientes biseladas en su extremo, con el fin de mejorar el ajuste entre éstas y aquél. Por otra parte el habitáculo existente entre las paletas y el interior de las hendiduras se pone en contacto con la impulsión con la misión de conseguir una fuerza radial hacia el exterior que coadyuve con la fuerza centrífuga. Son bombas de presión media, hasta 175 bar, y de caudal más bien reducido.

Existe la posibilidad de modificar la cilindrada variando la posición del tambor interno con las paletas dentro del cuerpo de la bomba. La fuerza necesaria para desplazar el tambor se consigue con la combinación de resortes y el propio líquido (figura 3-18).

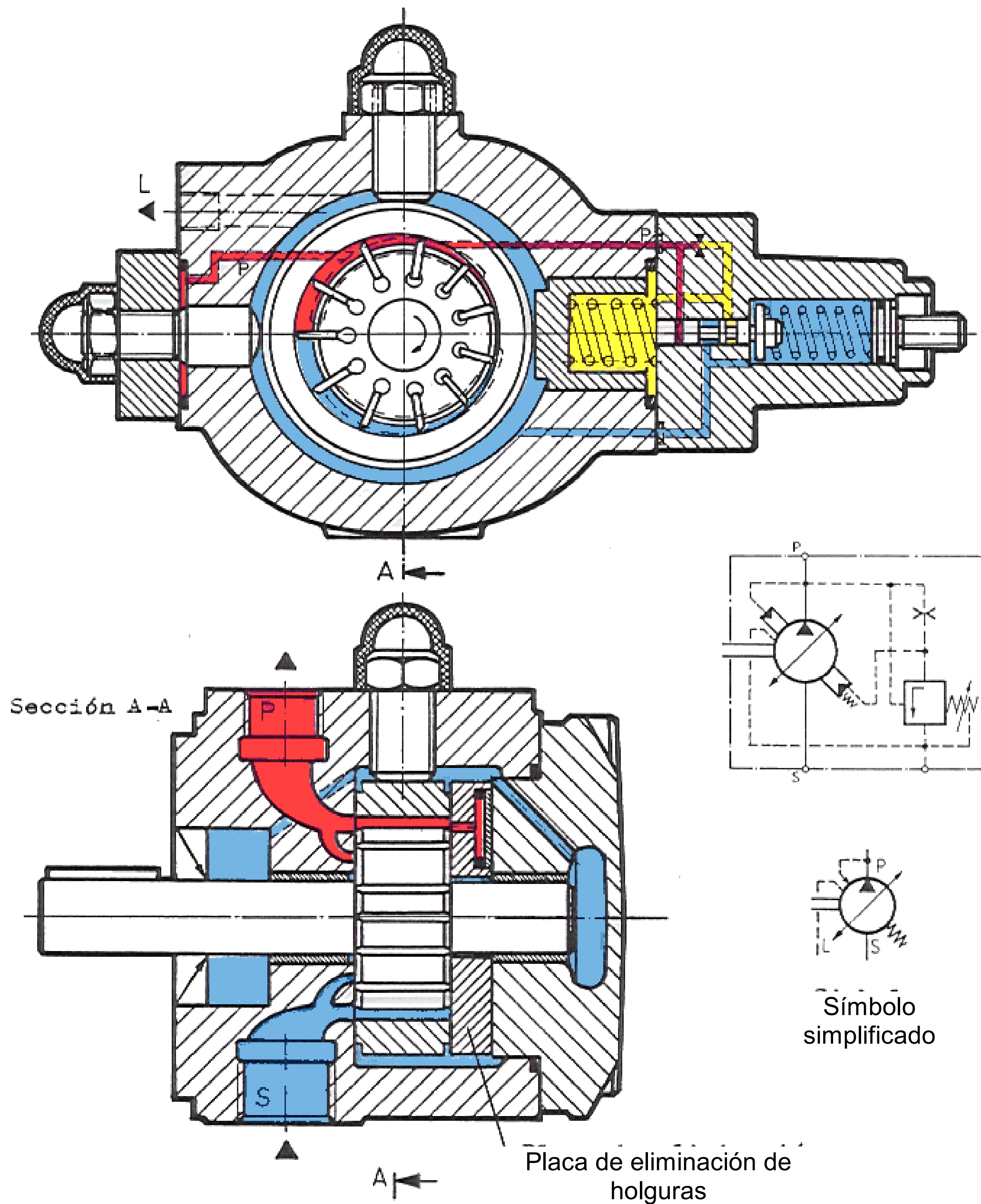


Figura 3-18. Bomba de paletas con cilindrada variable.

En la figura 3-19 se representan las curvas características de una determinada bomba comercial de paletas de cilindrada variable en tres posiciones concretas.

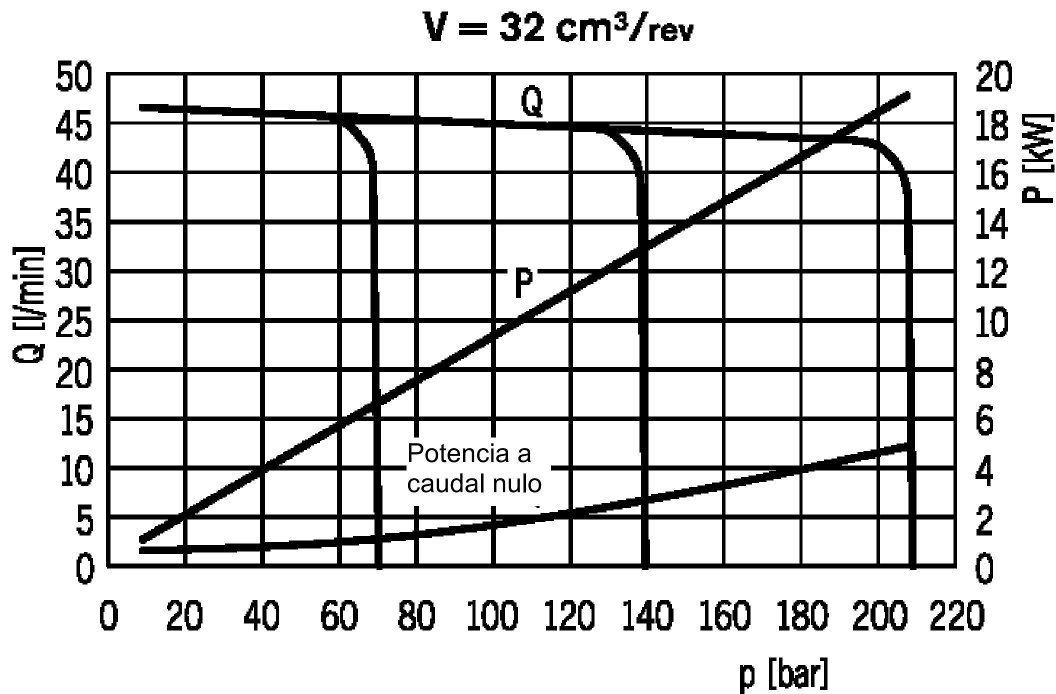


Figura 3-19. Curvas características de una bomba de paletas de caudal variable marca Bosch modelo VPV 32 SM 21. Las Q-p son para 3 posiciones de su excéntrica.

Las tablas 3-1 y 3-2 comparan las posibilidades de los tipos de bombas descritos.

Comparación entre las características de los diferentes tipos de bombas					
Tipo	Rango de velocidades (rpm)	Cilindrada (cm^3)	Presión nominal (MPa)	Caudal (l/min)	Rendimiento
Engranajes exteriores	500-3.500	1,2-250	6,3-21	0,6-875	0,8-0,91
Engranajes interiores	500-3.500	4-250	16-25	2-875	0,8-0,91
De aletas	960-3.000	5-160	10-16	4,8-480	0,8-0,93
De pistones axiales	750-3.000	25-800	16-25	18-2400	0,82-0,92
De pistones radiales	960-3.000	5-160	16-32	4,8-480	0,9

Tabla 3-1. Comparativa de tipos de bombas.

	Rango de viscosidad	Nivel de ruido	Vida útil	Precio
Engranajes dentado exterior	Muy alto	Alto	Media	Barata
Engranajes dentado interno	Alto	Muy bajo	Alta	Barata
Paletas	Bajo	Alto	Muy Alta	Barata
Pistones axiales	Muy Alto	Alto	Alta	Cara
Pistones radiales	Muy Alto	Alto	Alta	Cara

Tabla 3-2. Cualidades de las bombas según su tipo.

3.3 Válvula de seguridad

La válvula de seguridad que lleva todo grupo hidráulico es en realidad una válvula limitadora de presión; tiene como misión que cuando un cilindro alcance su punto muerto anterior o posterior y la bomba continúe proporcionando aceite, la presión no se eleve indefinidamente sino que se limite a un valor de consigna; llegado ese momento se abre la válvula de seguridad y dirige el aceite directamente al tanque.

La explicación y los detalles de esta válvula figuran en el apartado 5.3.1.

3.4 Filtros

El filtrado en una instalación oleohidráulica, por su importancia, merecería un tratamiento mucho más exhaustivo de lo que se hace en estos apuntes, ya que aquí tan solo se explican cuestiones básicas.

El filtrado del líquido hidráulico es muy importante para el mantenimiento correcto de sus funciones y para conseguir una duración dilatada de los elementos de la instalación. Las partículas metálicas desprendidas de tuberías, válvulas y cilindros; los fragmentos de juntas arrancadas por rozamiento, el polvo que invade la instalación hidráulica, forman partículas, más o menos grandes, que han de separarse del aceite por medio de filtros, para preservar la vida de los elementos que constituyen el sistema, especialmente la bomba y las válvulas, ya que la suciedad produce un gran desgaste en las piezas móviles de la instalación hidráulica.

Según su colocación en la instalación se distinguen tres tipos de filtros (figura 3-20):

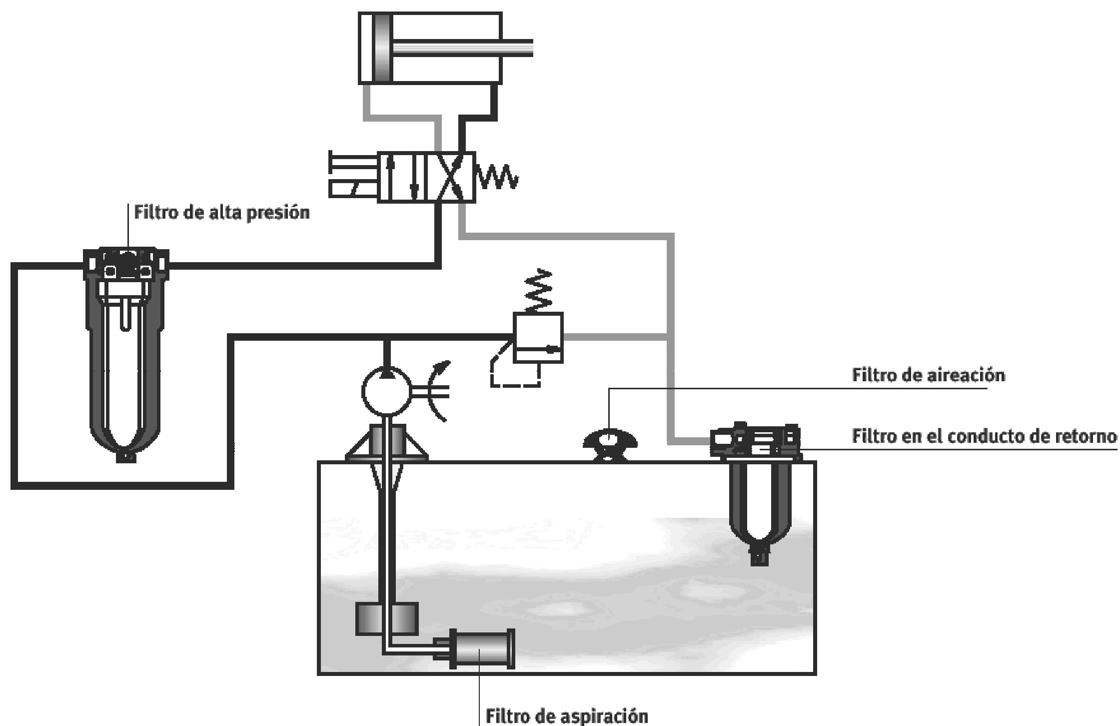


Figura 3-20. Tipos de filtros según su colocación.

Filtro de aspiración (figura 3-21), dispuesto aguas arriba de la bomba. Requiere de un mantenimiento exhaustivo ya que de no ser así causaría la cavitación en la bomba, pudiendo producir una gran disfuncionalidad en la misma. Defiende la instalación de partículas gruesas. Si se pretendiera realizar un filtrado más fino la pérdida de carga generada produciría inexorablemente cavitación, cuestión inadmisible en una bomba. Las ventajas de este filtro es su fácil montaje y su precio reducido, ya que trabaja a presión reducida, además de proteger a todos los elementos hidráulicos de las partículas más gruesas. Tiene el inconveniente de encontrarse dentro del tanque sumergido en el aceite con la consiguiente dificultad para el mantenimiento.

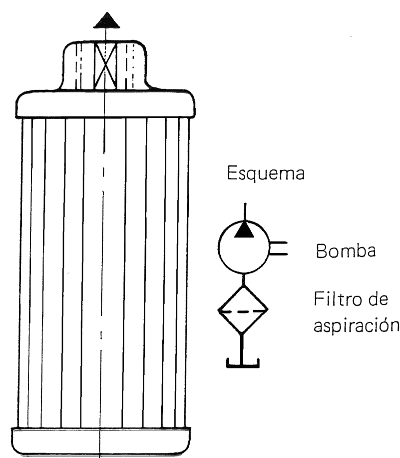


Figura 3-21. Filtro de aspiración de la bomba.

Filtro de impulsión, también llamado de presión (figura 3-22), ubicado aguas abajo de la bomba y aguas arriba de válvulas y cilindros. Elimina partículas muy finas para proteger elementos específicos de la instalación, fundamentalmente los elementos citados. Se usa, por ejemplo, con servoválvulas o válvulas proporcionales, que tienen unos requerimientos de limpieza extremos. Se puede montar directamente delante de los elementos sensibles. Tiene un fácil mantenimiento ya que está en posición visible de fácil desmontaje. Tiene como inconveniente que ha de ser robusto para resistir la presión a que está sometido, lo cual redunda en un mayor peso y costo. La perdida de carga es alta debido a que su paso forzosamente es fino, esto genera calentamiento del aceite, lo cual exigirá una refrigeración forzada.

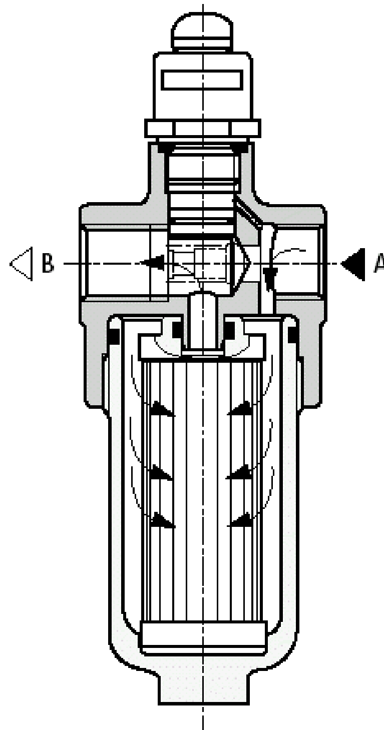


Figura 3-22. Filtro de impulsión o de presión.

Filtro de retorno (figura 3-23), alojado aguas abajo de los cilindros, en la tubería de retorno al tanque, normalmente dispuesto en la tapa superior del mismo. Generalmente llevan algún elemento indicador de su grado de suciedad, como puede ser un manómetro o un presostato. Se dispone generalmente en paralelo con una válvula antirretorno calibrada que se abrirá en el momento en que el filtro tenga un grado de suciedad determinado, desalojando el aceite por el puente. Dicha válvula trabaja como si fuera una válvula de seguridad que protege el filtro y el sistema. El inconveniente del filtro situado en el retorno es que cualquier partícula que penetre en el tanque por el ambiente circulará en primer lugar por todo el circuito, bombas, tuberías, válvulas y cilindros, antes de ser eliminado por el filtro. Además, en caso de picos de presión y arranque en frío, permite el paso de partículas de suciedad a través de la válvula antirretorno del puente.

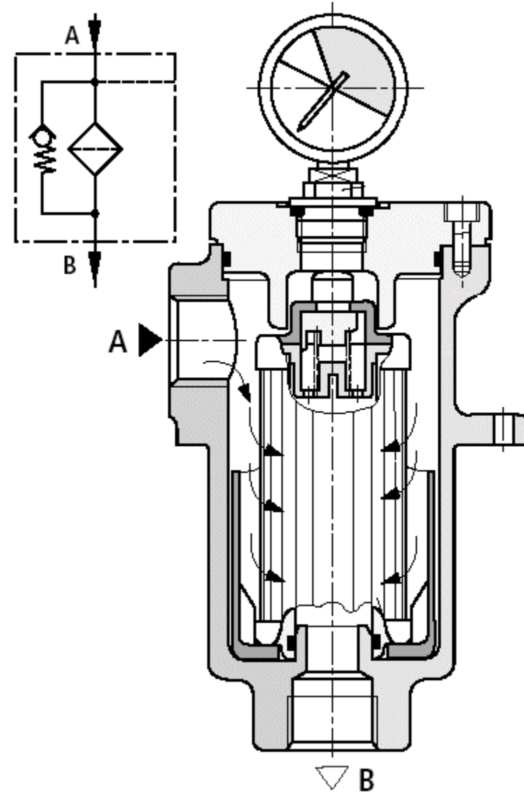


Figura 3-23. Filtro de retorno.

Filtro de llenado, también llamado aireador porque garantiza que el depósito esté a presión atmosférica, es el filtro situado en el tapón de llenado que realiza el filtrado del aceite con el que se llena el tanque inicialmente y en las renovaciones periódicas del mismo (figura 3-24).

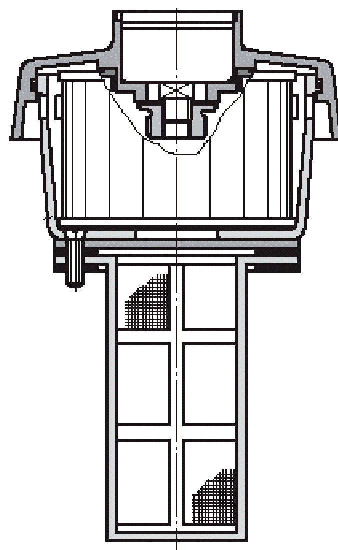


Figura 3-24. Filtro de prellenado.

La efectividad de un filtro se mide con el parámetro llamado β_x según la prueba Multipass (ISO 4572). Este valor mide el cociente entre las partículas mayores que x μm existentes en el aceite antes y después del filtro en 100 ml de aceite (figura 3-25). Es decir:

$$\beta_x = \frac{n^o \text{ particulas} > x\ \mu m \text{ delante filtro}}{n^o \text{ particulas} > x\ \mu m \text{ detrás filtro}}$$

Este valor es el que se usa en los catálogos comerciales de elementos hidráulicos (bombas, válvulas, actuadores) para saber el filtro que será necesario usar. Por ejemplo, en un catálogo de bombas de engranajes internos se encuentra el siguiente dato: filtrado con β_{20} = 200. Esto quiere decir que ha de disponerse un filtro que sea capaz de eliminar las partículas mayores que 20 μm con una eficiencia de: (1-1/200)·100 = 99,5%.

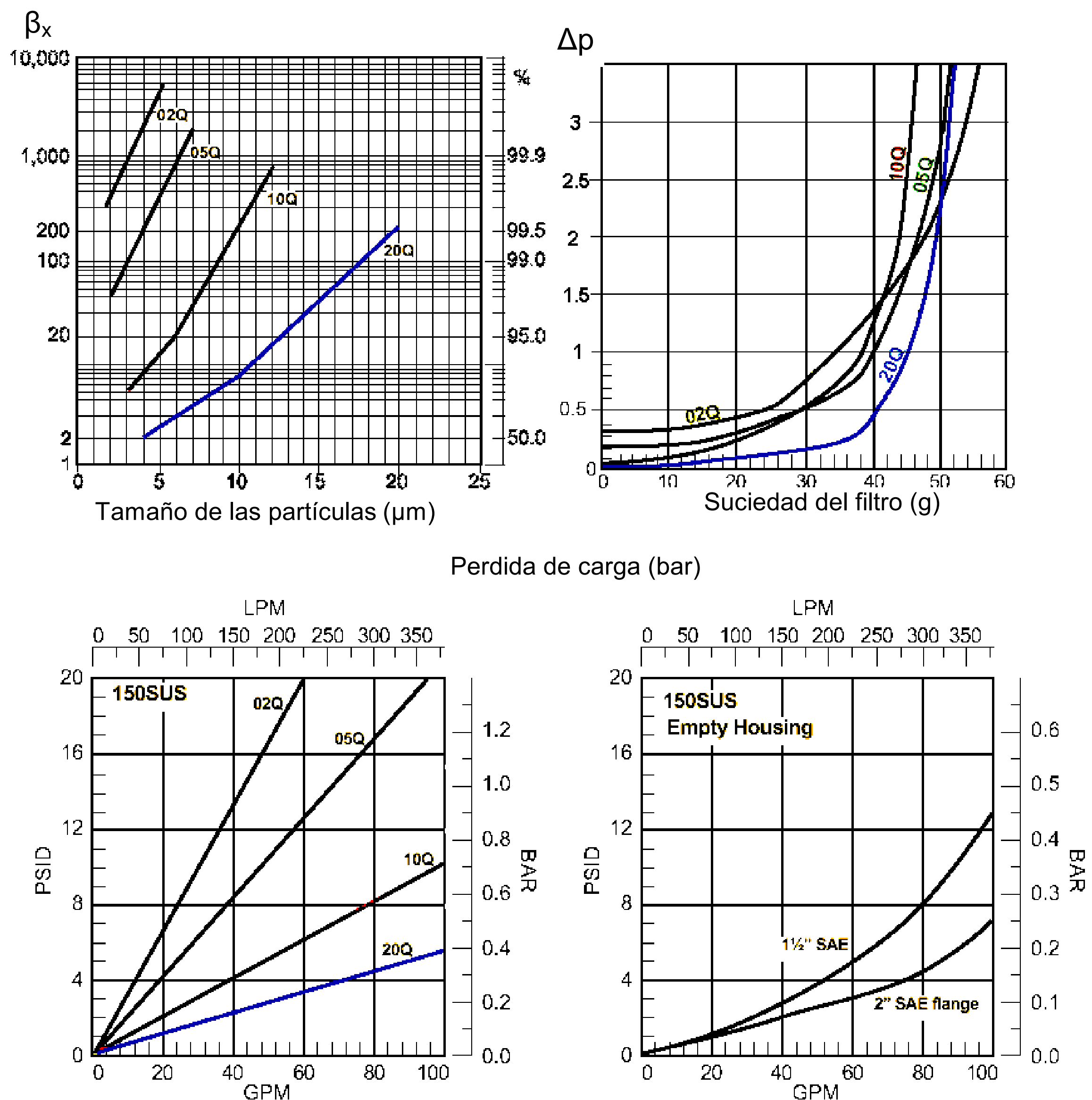


Figura 3-25. Curvas de eficiencia y capacidad de un filtro.

Para una válvula proporcional distribuidora se recomienda una efectividad de $\beta_{10} \geq 75$; como se observa, las exigencias de limpieza son mayores (10 μm) para la válvula proporcional que para la bomba de engranajes. Para la bomba puede ser suficiente un filtro de aspiración de menor exigencia, lo cual redundaría en que no produciría problemas de cavitación si se dispusiera el filtro en la aspiración; sin embargo la válvula proporcional se habrá de proteger con un filtro de mayor efectividad difícil de instalar en la aspiración de la bomba.

Otros parámetros de filtrado referentes al grado de limpieza del aceite, son los indicados en las normas NAS 1638 e ISO 4406. En el caso de la norma NAS 1638 los tamaños de las partículas se dividen en cinco grupos según su tamaño (entre 5 y 15 μm; 15 – 25; 25 – 50; 50 – 100 y > 100 μm) y el grado de limpieza del aceite o clase indica el máximo número de partículas que admite según el tamaño de éstas (clase 00, 0, 1, 2, …12; en el orden de más puro a más sucio). Por ejemplo las servoválvulas requieren una clase 4 a 6 y las válvulas proporcionales de 8 a 9.

En el caso de la norma ISO 4406 se indican dos valores separados por una barra, por ejemplo clase 18/14, que indican la cantidad de partículas en miles de unidades mayores de 5 μm y de 15 μm, respectivamente en 100 ml, de aceite (figura 3-26). En la tabla 3-3 se indican los valores máximos según la clase.

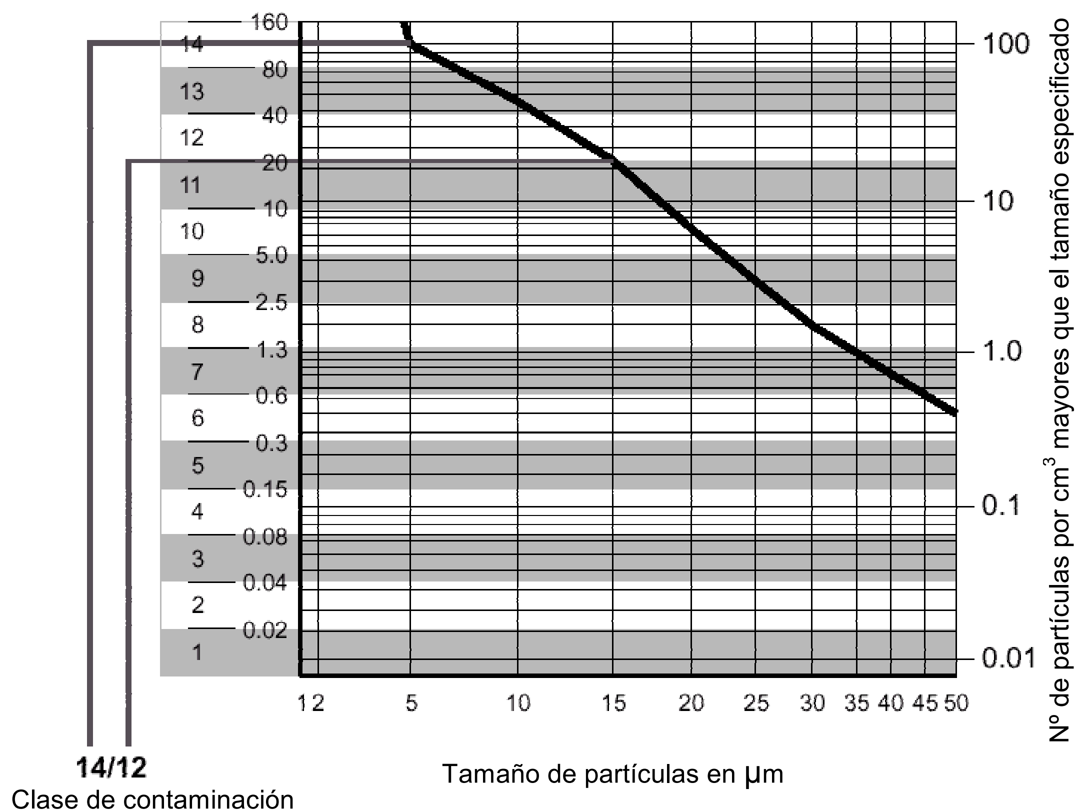


Figura 3-26. Curva de calidad de limpieza de un aceite hidráulico según norma ISO 4406.

Componente	Calidad del aceite según **ISO 4406**
Bomba de engranajes	18/15
Bomba de pistones	16/14
Electro-válvula distribuidora	18/15
Válvula reguladora de presión	17/14
Válvula reguladora de caudal	17/14
Válvula antirretorno	18/15
Válvulas proporcionales distribuidoras y de presión	16/13
Regulador	16/13
Motor hidráulico	18/15

Tabla 3-3. Calidad de aceite requerida según componentes.

Las cifras de la tabla 3-4 representan la cantidad máxima de partículas de suciedad en 100 ml de fluido hidráulico

Clase de pureza	Tamaño de partícula en µm				
NAS 1638	5-15	15-25	25-50	50-100	>100
00	125	22	4	1	0
0	250	44	8	2	0
1	500	89	16	3	1
2	1000	178	32	6	1
3	2000	356	63	11	2
4	4000	712	126	22	4
5	8000	1425	253	45	8
6	16000	2850	506	90	16
7	32000	5700	1012	180	32
8	64000	11400	2025	360	64
9	128000	22800	4050	720	128
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

Tabla 3-4. Clasificación según NAS 1638: las cifras del cuadro representan la cantidad máxima de partículas de suciedad en 100 ml de fluido hidráulico.

4. ACTUADORES

Como en el caso de la neumática se denominan actuadores a los elementos del circuito hidráulico que transforman la energía hidráulica en mecánica; es decir, se trata de motores hidráulicos. Se clasifican en:

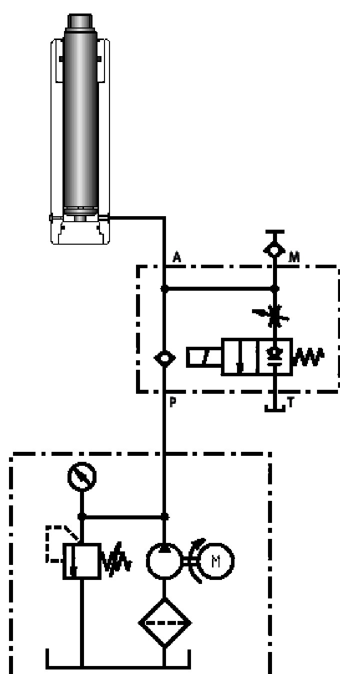
- Motores alternativos o lineales, denominados cilindros.
- Motores giratorios oscilantes.
- Motores rotativos.

Los motores rotativos son equivalentes a las bombas trabajando en sentido inverso, es decir, convirtiendo la energía mecánica recibida del motor de arrastre en energía hidráulica. Los más empleados son los de engranajes y los de pistones axiales.

4.1 Motores lineales (cilindros)

Se trata de motores de pistón único con funcionamiento lineal alternativo, totalmente análogos a los de neumática, salvando las diferencias motivadas por las elevadas presiones con que trabajan.

Cilindro de émbolo buzo



Cilindros de doble efecto

Tipos	Comentario	Representación esquemática
Cilindro diferencial	Relación de superficies de 2:1 (superficie del émbolo: superficie anular). Velocidad de retroceso doble de la de avance.	2 : 1
Cilindro de baja fricción	Superficies iguales sometidas a presión. Velocidad de avance y de retroceso iguales.	$A_1 = A_2$
Cilindros con amortiguación en las posiciones finales	Para el frenado de cilindros hidráulicos con masas elevadas.	
Cilindro telescópico	Aumento de la carrera.	
Multiplicador de presión	Multiplicación de la presión.	
Cilindro tándem	Cuando se requieren elevadas fuerzas y sólo son posibles dimensiones pequeñas de cilindros.	

Figura 4-1. Ejemplo de varios tipos de cilindros.

Se clasifican en cilindros de simple y de doble efecto, según la energía hidráulica realice el esfuerzo cuando el émbolo se desplace en uno o en los dos sentidos respectivamente. En el primer caso el retorno puede hacerse con resorte o sin él, en esta ocasión el retorno se consigue mediante un esfuerzo externo. Los cilindros más usuales se representan en la figura 4-1.

El vástago puede ser simple con un único punto de salida; doble, con dos; buzo, cuando el vástago y el émbolo forman una única pieza; y telescópico, en el caso de querer conseguir largas carreras. Los cilindros pueden tener simple o doble amortiguación en sus fines de carrera, o bien carecer de ello.

Un problema fundamental de los cilindros hidráulicos es el pandeo debido a los importantes esfuerzos a que se ven sometidos; por tal motivo sus vástagos tienen un diámetro relativamente importante con relación al de su émbolo, siendo muy frecuente que sus respectivas áreas estén en la relación 1 a 2.

El cálculo del pandeo se realiza mediante la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^{\,2}}$$

donde:

F_p: Fuerza en N a la que se produce pandeo

E: Módulo de elasticidad del material con el que esté construido el vástago, en el caso del acero $E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ N/m^2, es decir, en Pa.

I: Momento de inercia en m^4. Para secciones transversales circulares vale: $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$, siendo d el diámetro del vástago en m.

L_p: longitud libre al pandeo en m. Depende del tipo de fijación que lleve el cilindro. Su valor se indica en la cuadro siguiente.

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado	Dos extremos articulados	Un extremo articulado y otro empotrado	Dos extremos empotrados
Representación gráfica	F L	F L	F L	F L
L_p	$L_p = 2 \cdot L$	$L_p = \cdot L$	$L_p = \frac{L}{\sqrt{2}}$	$L_p = L/2$

Tabla 4-1. Longitud de pandeo según el tipo de carga aplicada.

Con una fuerza $F = F_p$ se producirá pandeo, luego la fuerza de servicio deberá de ser menor que F_p. Normalmente se toma como coeficiente de seguridad 3,5 de forma que:

$$F = \frac{F_p}{3,5}$$

Otro aspecto fundamental en un cilindro es su sujeción a la obra muerta, dado que es este punto el que ha de soportar los máximos esfuerzos cuando el cilindro llegue a sus fines de carrera. Los dispositivos de sujeción de serie son a base de bridas, ejes de giro o charnelas, rótulas o similares; se dirige aquí al lector a los catálogos comerciales.

4.2 Motores de giro oscilante

Estos motores producen un par de giro en ambos sentidos, con un ángulo de rotación limitado.

Consisten, como puede observarse en la figura 4-2 en un cilindro que dispone interiormente de una barra en cremallera limitada por dos émbolos; al introducir el aceite por uno u otro lado del cilindro la cremallera arrastra a un piñón, que a su vez hace girar el elemento deseado (válvula, volquete, puente levadizo, …).

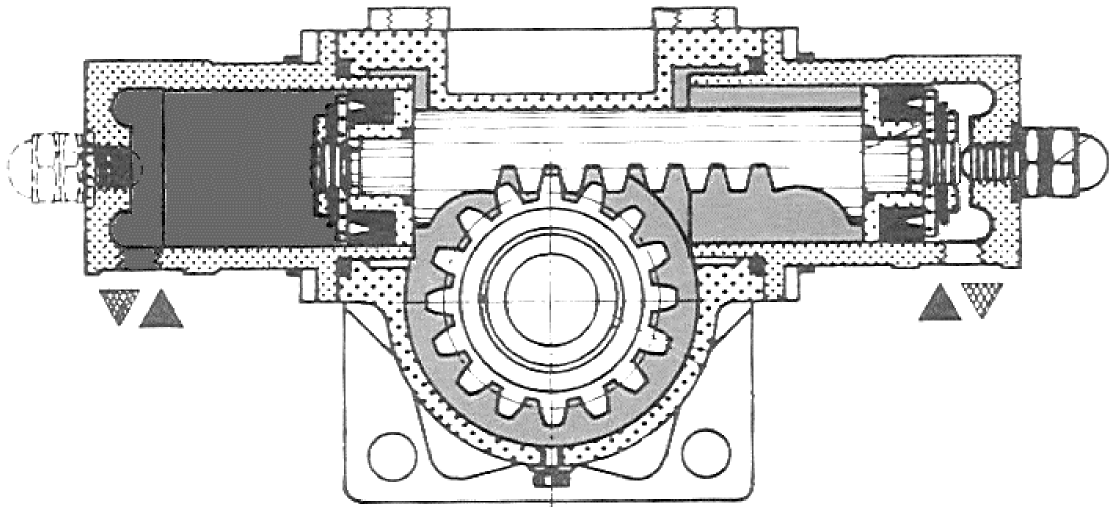


Figura 4-2. Motor de giro oscilante

La carrera y por lo tanto el ángulo de rotación puede limitarse desde el exterior mediante un tornillo.

Trabajan normalmente con una presión máximo de 160 bar, el momento puede alcanzar los 30.000 N·m, siendo su velocidad de giro generalmente reducido.

4.3 Motores rotativos de giro continuo

Como se ha dicho anteriormente (3.2) las bombas de desplazamiento positivo son en su mayor parte reversibles, es decir, pueden funcionar como motores hidráulicos con giro continuo.

Los motores hidráulicos convierten la energía hidráulica en energía mecánica. Para un tamaño determinado la diferencia de presión determinará el par del motor mientras que el caudal definirá la velocidad de giro. Obviamente la potencia es el producto del par por la velocidad de giro.

Se pueden clasificar en tantos tipos diferentes como se ha hecho con las bombas.

Estos motores poseen par de arranque, se regula su velocidad de rotación y par motor desde cero hasta sus valores máximos, pueden funcionar a velocidades lentas y son capaces de trabajar en los dos sentidos de giro. Su volumen y peso son reducidos; no se estropean ante una sobrecarga, poniéndose de nuevo en marcha cuando aquélla se reduce y tienen gran fiabilidad.

Los motores hidráulicos son casi parejos con las bombas hidráulicas, es decir, pueden ser de engranajes internos y externos; de pistones radiales y axiales.

Los motores de engranajes trabajan con unas presiones máximas de 250 bar, no superando su par motor los 300 Nm. Los motores de pistones trabajan con presiones de hasta 400 bar con momentos que pueden alcanzar los 25.000 Nm. La cilindrada puede ser variable en el caso de los motores de pistones axiales.

Existen motores hidráulicos que en lugar de girar su eje, rota su carcasa en la que pueden enrollarse cables, como en el caso de las grúas y otras máquinas.

En la figura 4-3 se acompañan las curvas características que definen un motor concreto de engranajes internos de Danfoss. En ellas se observan el par, la velocidad de giro, el caudal y la diferencia de presión entre la entrada y la salida, así como la potencia absorbida y su rendimiento. Puede deducirse de la figura que el par proporcionado por el motor es casi independiente de la velocidad de giro. La zona sombreada es la de normal utilización y la no sombreada es para trabajar de manera esporádica.

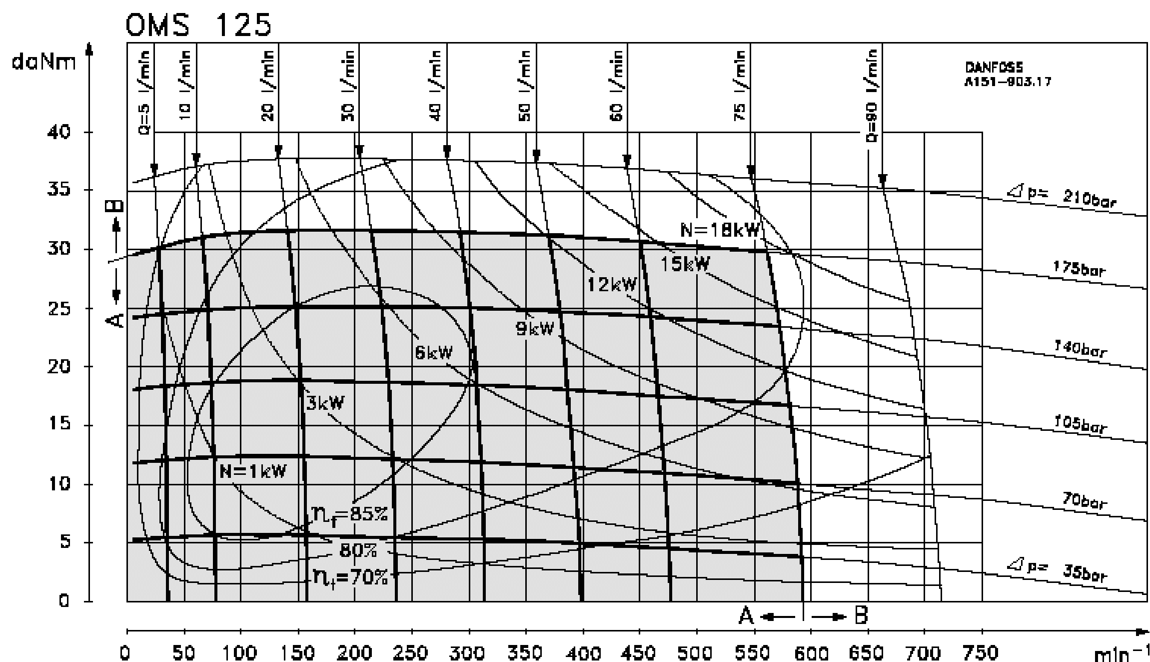


Figura 4-3. Curvas características de un motor hidráulico de engranajes internos Danfoss.

Se utilizan en maquinaria agrícola y forestal, minería, vehículos especiales, grúas, naves, máquina herramienta, etc.

Obviamente todo motor hidráulico requiere una bomba que proporcione el aceite a la presión requerida. Por lo que requieren un circuito hidráulico, éste puede ser abierto o cerrado, es decir, que el aceite empleado por el motor y proporcionado por la bomba vuelva a tanque o bien retorne directamente a la bomba.

En el capítulo 6 apartado 8 se explican los circuitos utilizados una vez que el lector haya alcanzado los conocimientos suficientes para entenderlos.

5. VÁLVULAS HIDRÁULICAS Y ACCESORIOS

Una primera clasificación de las válvulas las ordena en:

- Convencionales
- Proporcionales
- Servoválvulas

Las válvulas, quizás mal denominadas convencionales, son todo – nada, es decir, sólo trabajan en sus posiciones extremas o en posiciones determinadas, siempre discretas.

Las válvulas proporcionales y las servoválvulas se distinguen de las convencionales por su accionamiento, mientras en éstas es mecánico o eléctrico en las otras es electrónico con las matizaciones que se explican más adelante. (Capítulo 7).

Según una división en función de su uso las válvulas pueden ser:

- Direccionales o distribuidoras (señalan el camino que debe seguir el fluido)
- De bloqueo (impiden o controlan la circulación del fluido en uno de los sentidos)
- De presión (controlan la presión)
- De flujo (controlan el caudal)

5.1 Válvulas direccionales o distribuidoras

Sirven para controlar el arranque, la parada y el sentido de marcha de los cilindros. Son similares a las correspondientes en la neumática. Como entonces existen de asiento y corredera, con análogas características, ventajas, inconvenientes y aplicaciones (figura 5-1).

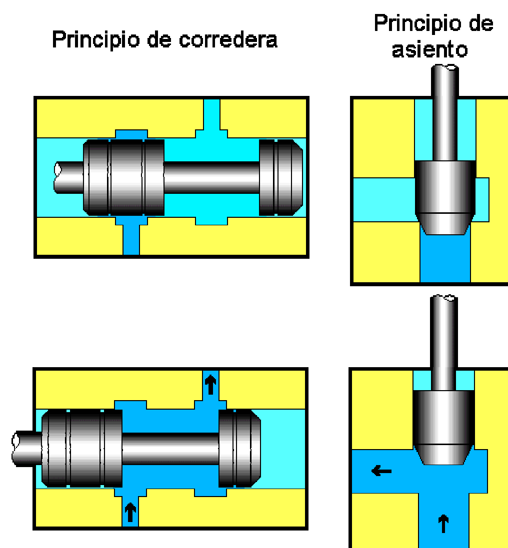


Figura 5-1. Comparación entre el principio de corredera y de asiento.

5.1.1.1 Válvula direccional de asiento

Las válvulas direccionales de asiento tienen un desplazamiento corto, requieren bastante fuerza de accionamiento, poseen una perfecta estanquidad sin fugas; permiten trabajar con grandes presiones, no se agarrotan, su mantenimiento es fácil y tienen una larga vida.

El mando puede ser manual, mecánico o eléctrico, además de directo e indirecto. Existen de dos, tres o cuatro vías. En los dos primeros casos pueden ser normalmente abiertas y normalmente cerradas. Suelen tener solape de funcionamiento o superposición negativa, es decir en la posición intermedia están en contacto las distintas vías. Por último el mando puede ser directo o indirecto mediante un pilotaje que hace de servo.

5.1.1.2 Válvula direccional de corredera

Las válvulas de corredera poseen un desplazamiento más largo, exigen poca fuerza de accionamiento, su estanquidad es menor, pueden tener fugas, son de construcción sencilla y son aptas para cumplir múltiples funciones.

Como en el caso de la neumática su mando puede ser manual, mecánico, mediante rodillo o palanca, o eléctrico, con electroimán accionado por corriente alterna o continua. Aquí se incluyen en el mismo grupo tanto las válvulas convencionales, accionadas mecánica o hidráulicamente, como las maniobradas mediante electroimanes, es decir, las electroválvulas.

En la figura 5-2 y en la figura 5-3 se observan una válvula de corredera maniobrada mediante palanca y otra mediante electroimanes, respectivamente. Pueden ser monoestables reposicionadas por muelle o biestables.

En la oleohidráulica la pérdida de carga producida en una válvula adquiere valores notablemente más elevados que en la neumática, siendo por tanto importante conocer su magnitud. En la figura 5-4 y figura 5-5 se representan las pérdidas de carga, en ordenadas, en función del caudal, en abcisas, correspondientes a las válvulas anteriormente representadas. En ciertos casos las pérdidas de carga dentro de una válvula son diferentes según el camino recorrido por el aceite dentro de aquella, tal como se muestra en la misma figura. En este caso son menores en la circulación de P a T que en las restantes, tal como se deduce de la figura 5-5; esto se debe a la mayor sección de paso en ese sentido por la geometría de la corredera. La posición central con recirculación hacia tanque hace que la bomba trabaje con menor potencia y además el aumento de temperatura del aceite sea menor.

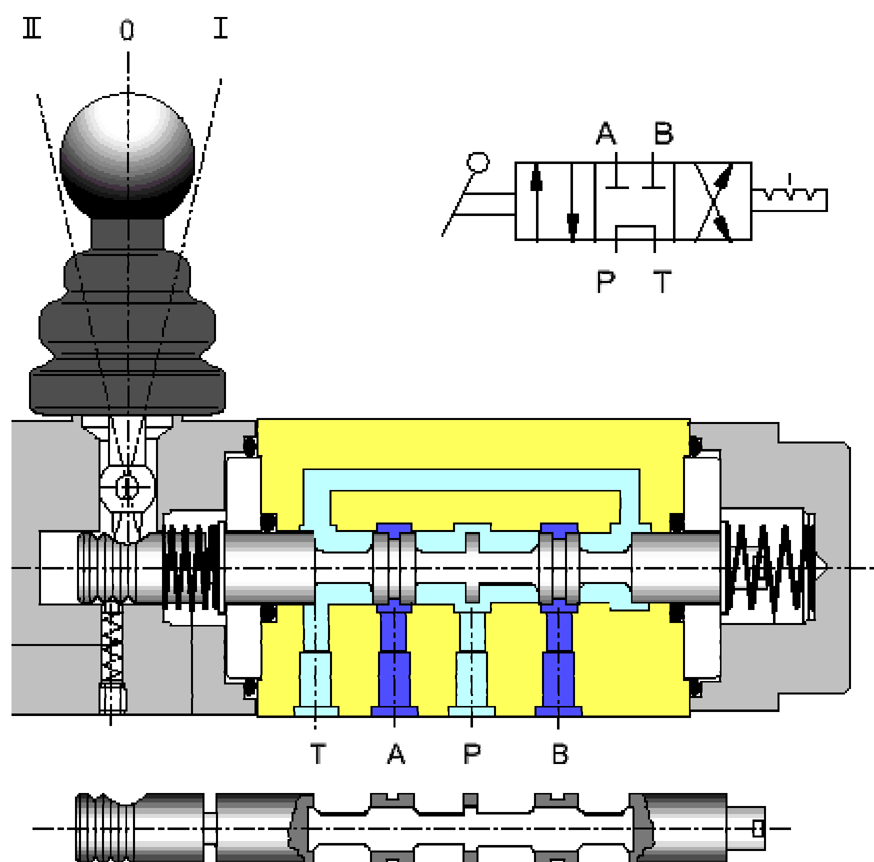


Figura 5-2. Válvula 4/3 con recirculación P-T y accionamiento por palanca.

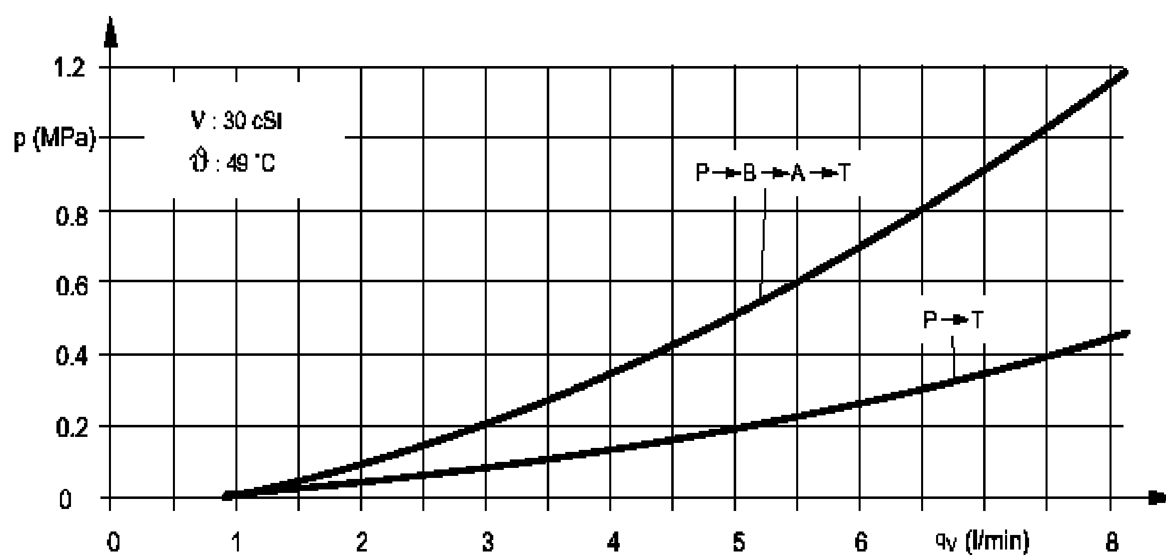


Figura 5-3. Pérdida de carga en la válvula de la figura 5-2.

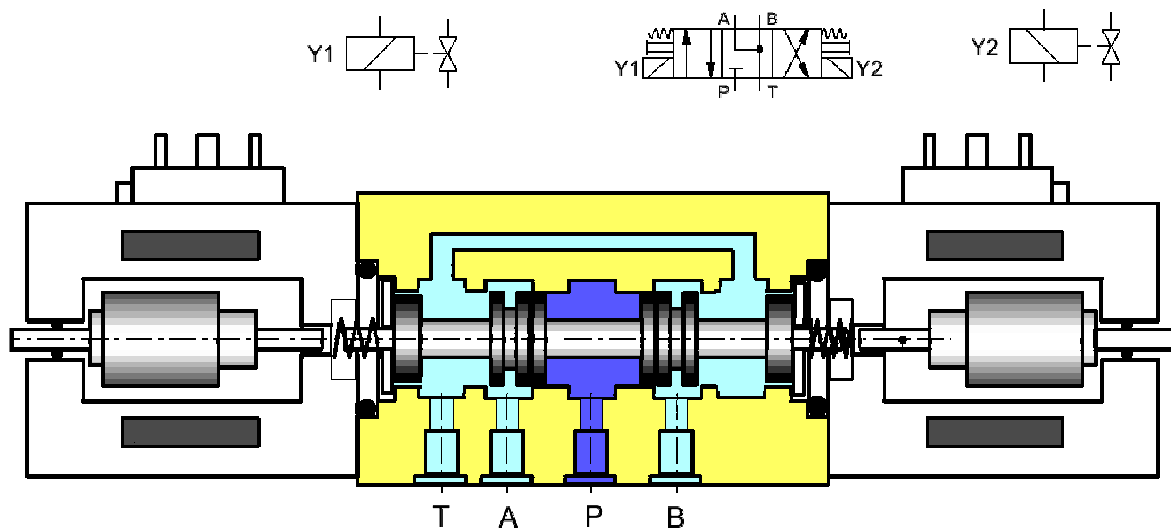


Figura 5-4. Electroválvula 4/3 con posición central conectando vías A y B a tanque.

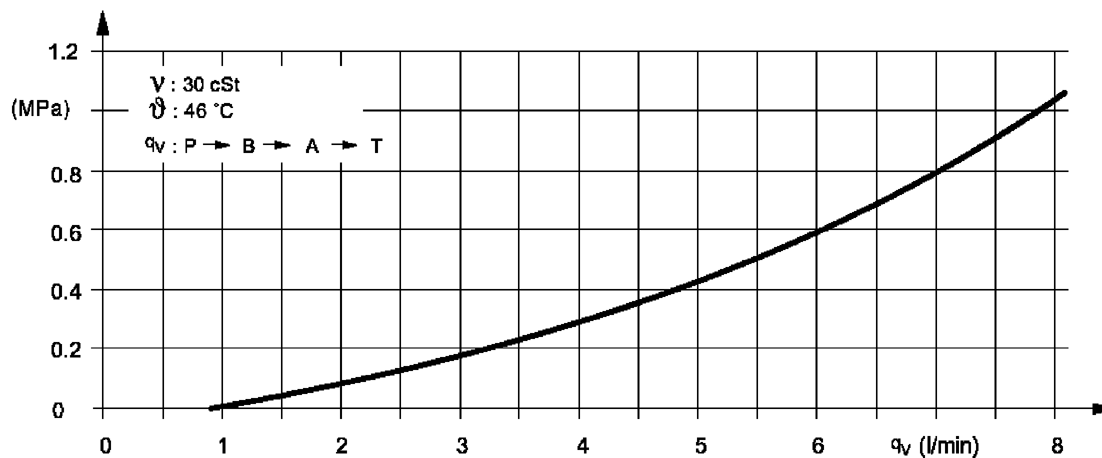


Figura 5-5. Pérdida de carga en la válvula de la figura 5-4.

La corredera de las válvulas de tres o más vías puede tener geometría diversa para cumplir diferentes misiones, consiguiendo de esta forma una gran versatilidad en este tipo de válvulas (figura 5-6).

Por otra parte se distinguen tres tipos de superposición en el momento de maniobrar la válvula: negativa, nula y positiva. En la negativa (figura 5-7) están en contacto tres o más vías simultáneamente, en la segunda (figura 5-8) hay una situación frontera, y en la tercera (figura 5-9) se cierra la conexión entre P y T antes de que se abra la existente entre P y A.

En la superposición negativa el transitorio de una posición a la otra es suave, pero pueden llegar a aparecer movimientos indeseados en el actuador que gobiernan, además de existir un consumo no necesario. En la superposición positiva el actuador no podrá moverse durante la maniobra de la válvula. La superposición nula se utiliza en servoválvulas y en hidráulica proporcional pues interesa que un mínimo cambio de la corredera influya en el flujo.

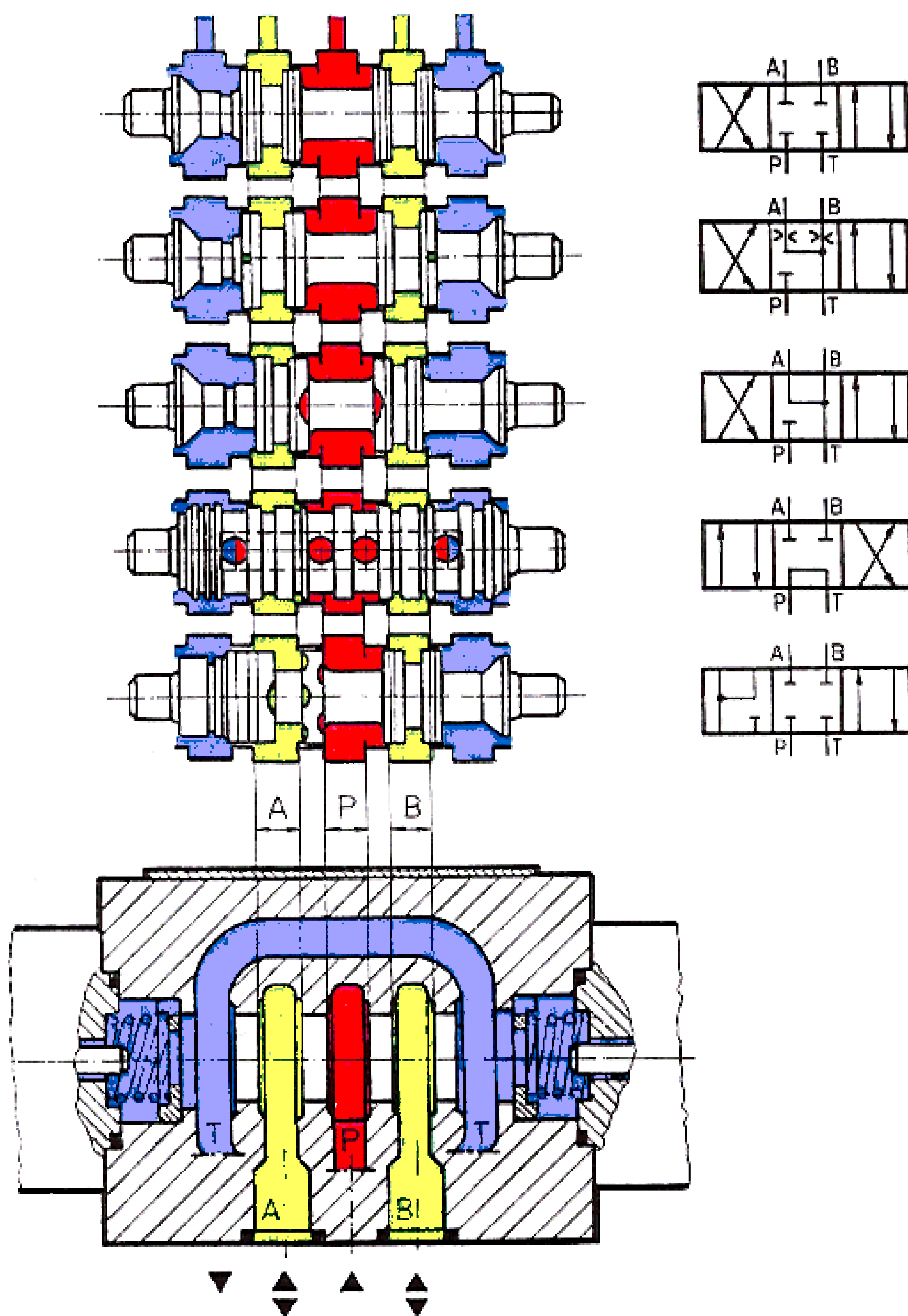


Figura 5-6. Variación de una válvula 4/3 en función de las diferentes correderas.

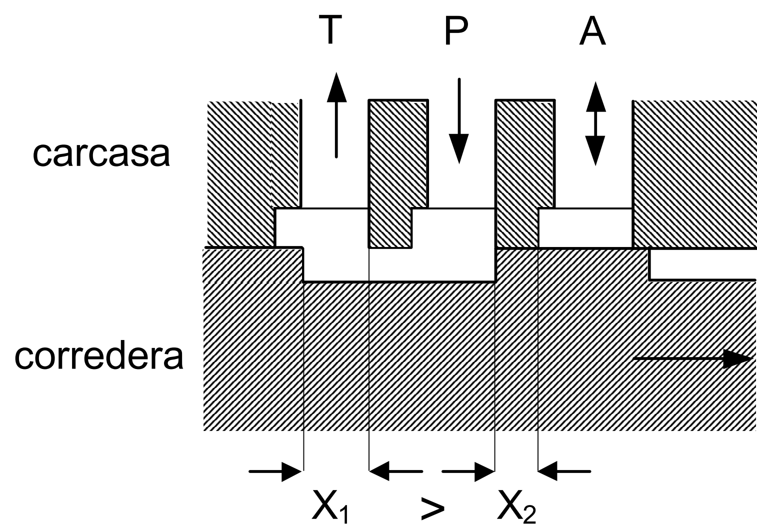


Figura 5-7. Superposición negativa.

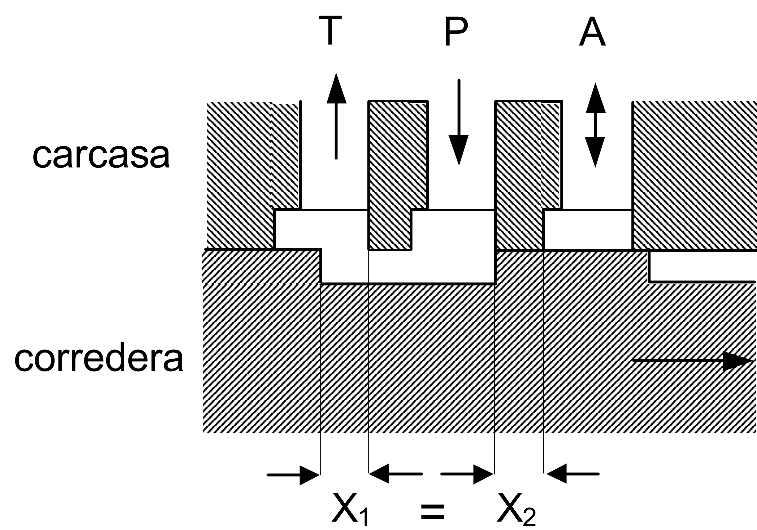


Figura 5-8. Superposición nula.

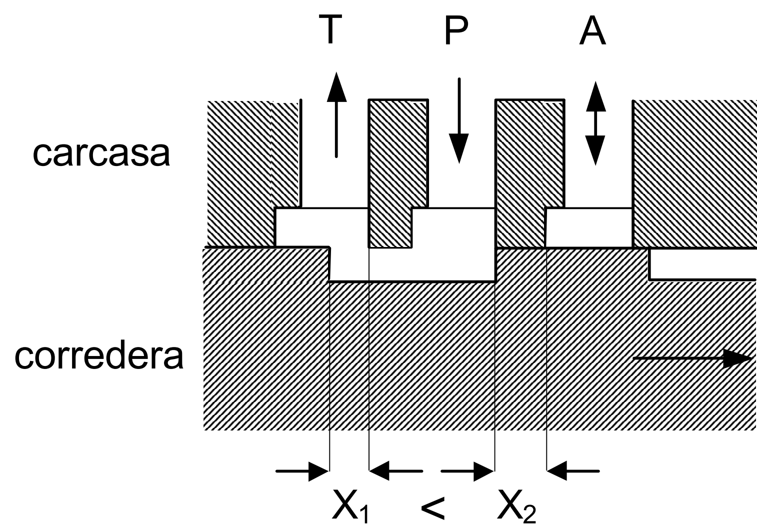


Figura 5-9. Superposición positiva.

Cuando el diámetro de una válvula es grande se requiere, sobre todo en las electroválvulas, que el mando sea indirecto, es decir que los electroimanes abran una válvula auxiliar de tamaño reducido y ésta sea la que, a su vez, abra o cierre la válvula principal de mayor tamaño (figura 5-10). Entonces se dice que el mando es indirecto, de manera análoga a la neumática.

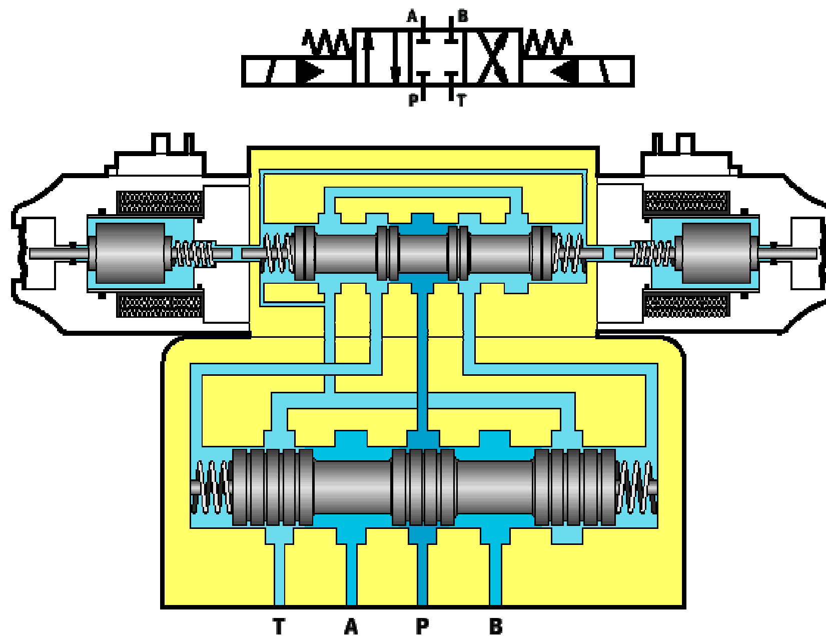


Figura 5-10. Válvula distribuidora 4/3 de mando indirecto.

5.2 Válvulas de bloqueo

Tienen como finalidad impedir o dificultar, en una palabra condicionar, la circulación del aceite en uno u otro sentido. Entre estas válvulas se encuentran las antirretorno y las antirretorno con apertura hidráulica.

ANTIRRETORNO.

Son válvulas similares a las de neumática, permiten la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario. Existen sin resorte y con resorte (figura 5-11).

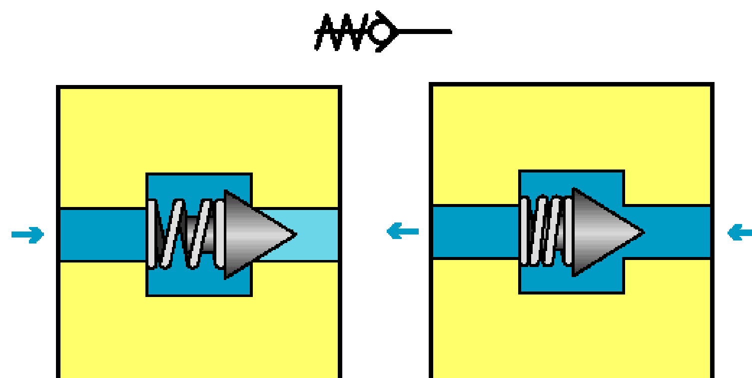
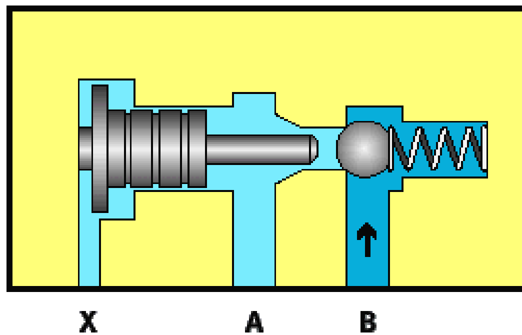


Figura 5-11. Válvula antirretorno.

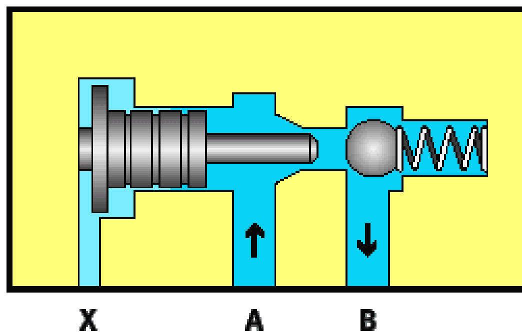
ANTIRRETORNO CON APERTURA HIDRÁULICA.

Se trata de unas válvulas que permiten la circulación del fluido en un sentido y la impiden en el contrario, pero puede eliminarse este impedimento mediante un pilotaje. En la figura 5-12 puede observarse claramente su funcionamiento.

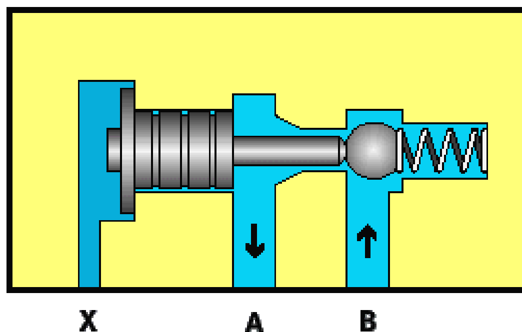




Flujo bloqueado de B hacia A



Flujo de A hacia B



Flujo de B hacia A

Figura 5-12. Valvula antirretorno con apertura hidráulica.

En la posición de cierre el muelle está empujando la bola contra su asiento. Se permite el paso desde A a B pero no desde B hacia A. Si se aplica presión a la vía piloto X entonces el pistón empuja la bola contra el muelle permitiendo pasar el fluido de B hacia A.

Esta válvula se utiliza en el caso en el que se requiere impedir en determinados momentos, el desplazamiento de un cilindro en un sentido, mientras que en otros instantes es necesario anular tal impedimento. En el caso del circuito de la figura 5-13 se desea impedir que la carga F descienda.

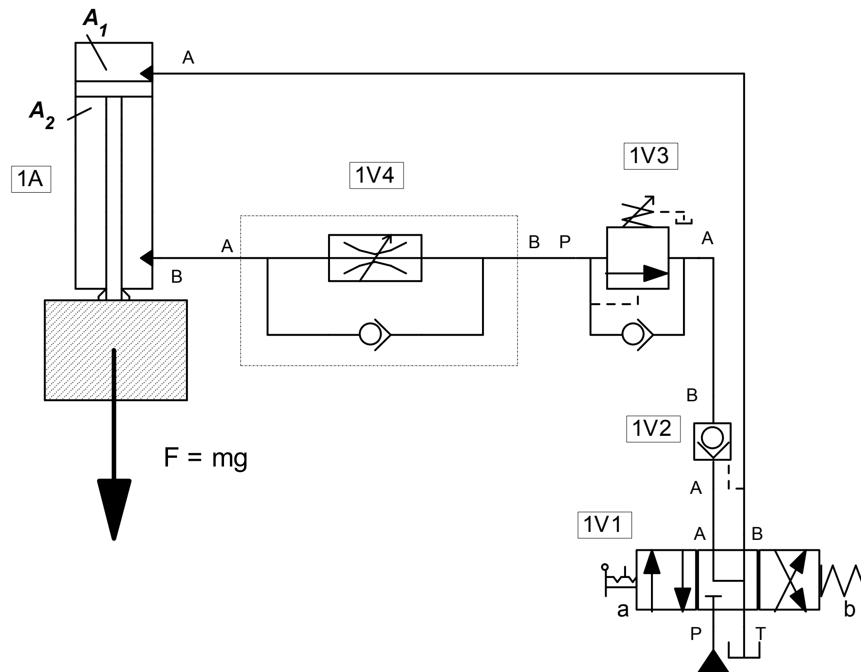


Figura 5-13. Circuito con válvula antirretorno con apertura hidráulica.

5.2.1.1 Válvula antirretorno pilotada doble

Existen en el mercado el conjunto de dos válvulas antirretorno con apertura hidráulica montadas en un mismo bloque, tal como se aprecia en la figura 5-14. Se utilizan cuando se requieren dos válvulas de este tipo para los dos lados de un actuador.

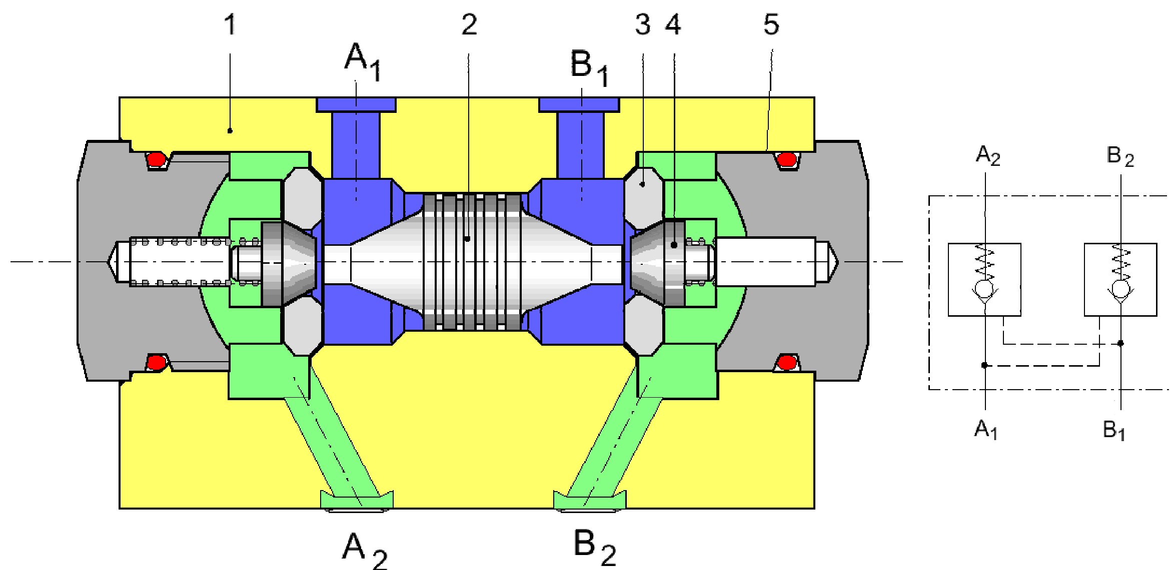


Figura 5-14. Válvula doble antirretorno con apertura hidráulica.

1. Cuerpo de la válvula o carcasa
2. Pistón de empuje de eliminación del antirretorno.

3. Asiento de la válvula
4. Cono de cierre
5. Muelle

Funcionamiento:

La válvula está formada por dos mitades simétricas que son sendos antirretornos pilotados. En la posición estable el cono de cierre (4) está empujando contra el asiento (3) por la acción del muelle (5). El caudal puede dirigirse desde B_1 a B_2, pero no en sentido contrario de B_2 a B_1. Lo mismo sucederá en la otra válvula que permitirá el sentido del flujo de A_1 a A_2 pero no el contrario. Ahora bien cuando se comunica presión a A_1 o B_1 se desbloquea la posición de cierre del otro antirretorno y permite el flujo de B_2 a B_1 o de A_2 a A_1 respectivamente

Un problema a tener en cuenta con este tipo de válvulas es la posibilidad de que se genere un golpe de ariete en el cierre brusco de dicha válvula, y dado que se está trabajando a presiones elevadas pueden originarse sobrepresiones inadmisibles que produzcan roturas de tuberías o elementos de válvulas. Para atenuarlo se instala aguas arriba una válvula antirretorno con estrangulamiento en paralelo (figura 5-15).

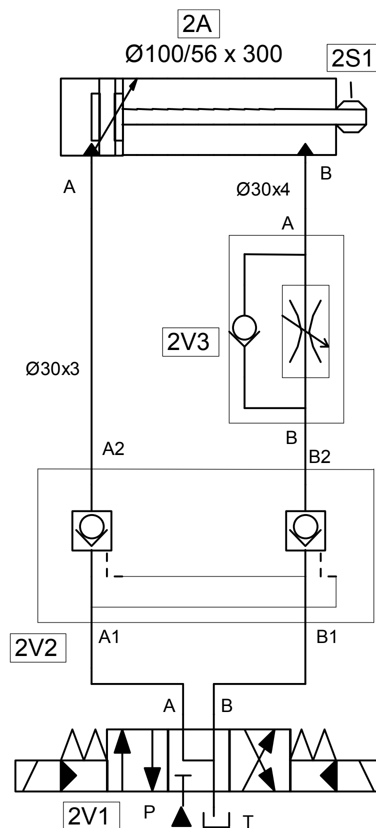


Figura 5-15.

5.2.1.2 Válvula de prellenado

Se trata de una válvula antirretorno con apertura hidráulica, de gran tamaño, y por tanto capaz de trasegar un gran caudal, que tiene como finalidad llenar cilindros de gran volumen mediante gravedad, directamente de un depósito elevado. Con esta solución se requiere una bomba de menos capacidad con el consiguiente ahorro, pues sino habría de instalarse una bomba que trasegara el caudal necesario para llenar el cilindro, que como se ha dicho es de grandes dimensiones.

En la figura 5-16 se presenta un circuito correspondiente a una prensa hidráulica, que dispone de una válvula de prellenado (1V3); ésta prensa ha de hacer un gran esfuerzo de compresión y además requiere normalmente una carrera larga. Estas condiciones exigen instalar un cilindro (1A2) de gran sección, carrera larga y, por lo tanto, volumen importante. Por otra parte este cilindro conviene que cuando trabaja sin carga avance rápidamente y cuando deba realizar el gran esfuerzo se desplace lentamente. El circuito tiene, a su vez, dos cilindros auxiliares 1A1 y 1A3 con las misiones que ahora se verán.

Pues bien, cuando la válvula 1V1 se coloca en su posición ***a***, el vástago del cilindro principal, ayudado por los cilindros auxiliares, se desplaza hacia arriba, es decir, después de haber realizado el esfuerzo, con ello el aceite situado en la cámara del cilindro pasa a través de la válvula de prellenado, abierta gracias al pilotaje, hacia el depósito superior.

Cuando se desea que el vástago descienda la válvula 1V1 se dispone en su posición ***b***, en primer lugar entra aceite en las cámaras circulares de los cilindros auxiliares 1A1 y 1A3 y el aceite almacenado en el depósito pasa a través de la válvula de prellenado llenándose la cámara superior del cilindro 1A2 simplemente por gravedad y por la succión generada en la cara circular de 1A2 cuando se desplaza hacia abajo.

Así se efectúa el avance rápido de los cilindros hasta el momento en que encuentran una resistencia, a partir de ahí se incrementa la presión en los cilindros auxiliares hasta que alcanza un valor que hace abrir la válvula de secuencia (1V2), llegando entonces aceite al cilindro principal que teniendo en cuenta su gran superficie es el que fundamentalmente efectúa el gran esfuerzo requerido.

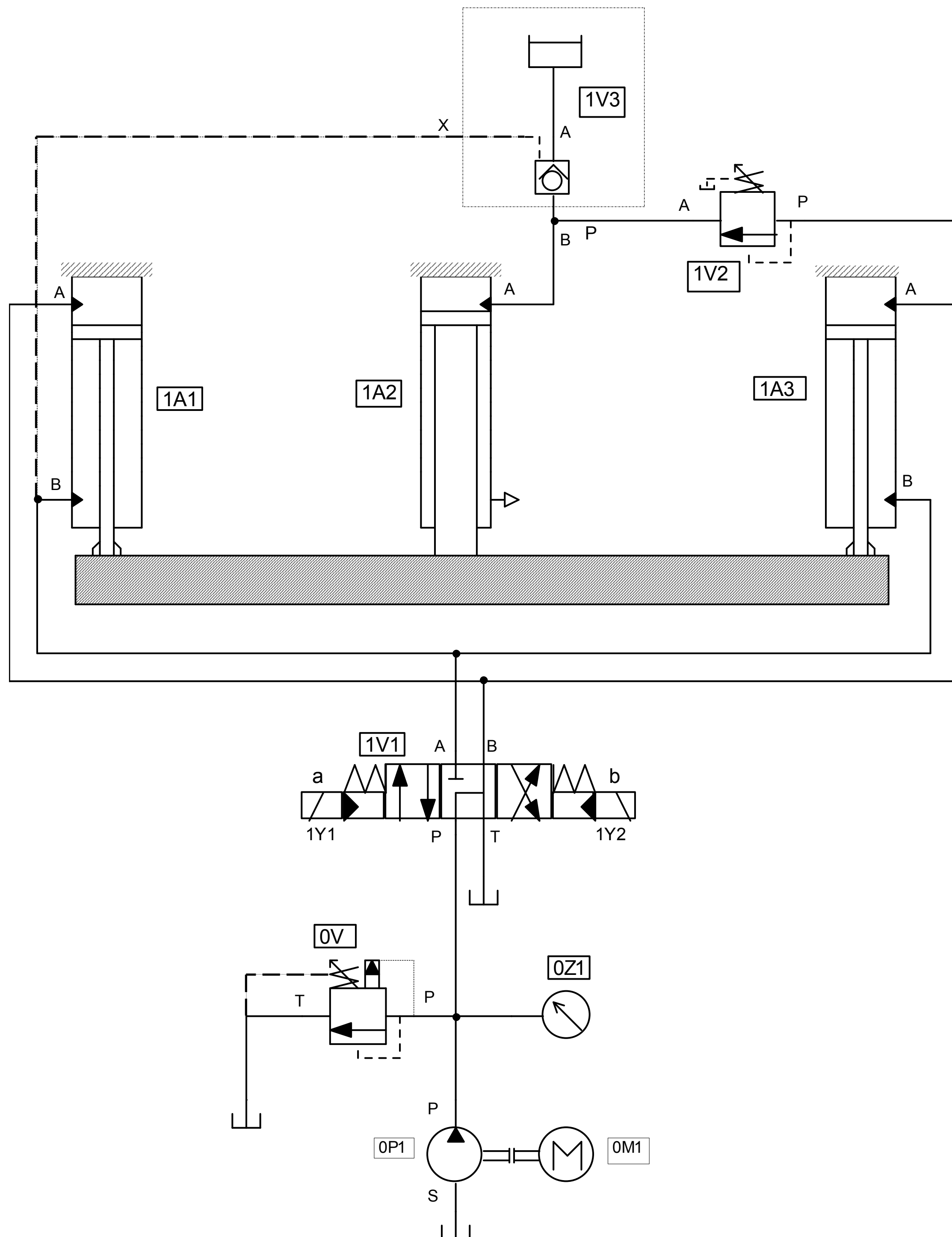


Figura 5-16. Aplicación de una válvula de prellenado.

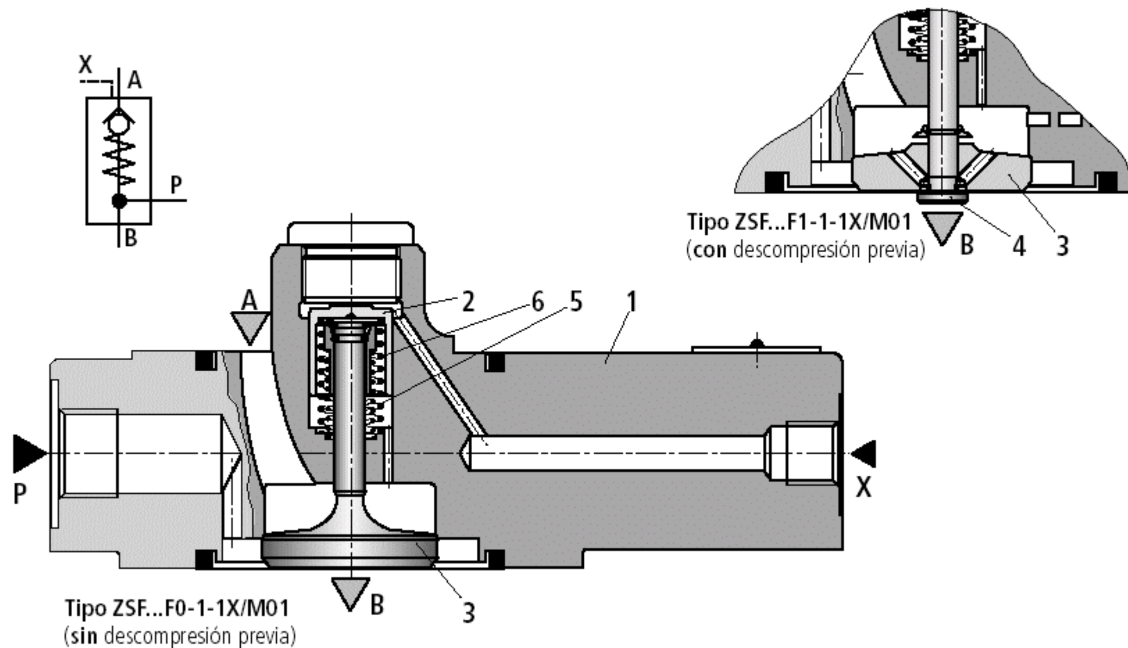


Figura 5-17. Válvula de prellenado de BOSCH-REXROTH.

La válvula de prellenado funciona como sigue (figura 5-17): En situación de reposo el obturador 3 apoya sobre su asiento superior sin que pueda pasar el aceite en sentido alguno. En el momento en que se crea una pequeña depresión en la cara inferior del obturador al descender el émbolo de 1A2, el obturador se desplaza hacia abajo, abriendo una sección de gran superficie y permitiendo el paso del aceite del depósito por la vía A al cilindro.

Cuando el cilindro 1A2 llega al tope generado por la pieza a prensar, el aceite en él contenido aumenta de presión, y como consecuencia el obturador 3 de la válvula de prellenado apoya sobre su asiento, impidiendo que el aceite circule hacia A.

Por el conducto P de dicha válvula se conduce el aceite procedente de la bomba hacia 1A2 generando el gran esfuerzo necesario.

Cuando el pilotaje X recibe presión actúa sobre el cilindro 2 de la válvula de prellenado haciendo que el obturador 3 descienda y permita la circulación de aceite de B hacia el depósito superior por A.

5.3 Válvulas de presión

Entre las válvulas que contemplan la presión como parámetro a controlar, se encuentran las que la limitan, las que realizan la conexión o desconexión de un sistema según aquella y las que reducen la presión.

5.3.1 Válvula limitadora de presión

Es la válvula más importante de todo circuito hidráulico por la labor de seguridad que tiene encomendada. Su función es limitar la presión de un circuito a un valor máximo que se puede tarar

dentro de su rango de funcionamiento. Siempre se coloca una inmediatamente aguas abajo de cada bomba de caudal constante. En las bombas de caudal variable la válvula limitadora forma parte de la propia bomba. Su funcionamiento es el siguiente. Cuando por la boca P (figura 5-18) no se alcanza la presión suficiente para vencer la fuerza del muelle, regulable por medio de un tornillo externo, la válvula se encuentra cerrando el paso de P hacia T. En el momento en que dicha presión alcanza el valor de tarado, se vencerá la fuerza del resorte, el obturador de la válvula abrirá, de forma que parte o la totalidad del caudal de la bomba irá hacia el tanque, consiguiendo que la presión del sistema se mantenga por debajo del límite fijado.

Es conveniente recordar que cuando se alimenta de aceite a un cilindro y éste llega a uno de sus fines de carrera, la bomba sigue proporcionando aceite, lo que haría incrementarse la presión indefinidamente hasta que aquello estallara por el lugar más débil. Por ello es absolutamente necesario limitar la entrada de aceite al cilindro y esto se consigue abriéndose la válvula limitadora de presión derivando el aceite directamente a tanque.

Se trata de las válvulas de seguridad que se abren cuando se alcanza una determinada presión de consigna. Se disponen en derivación hacia tanque.

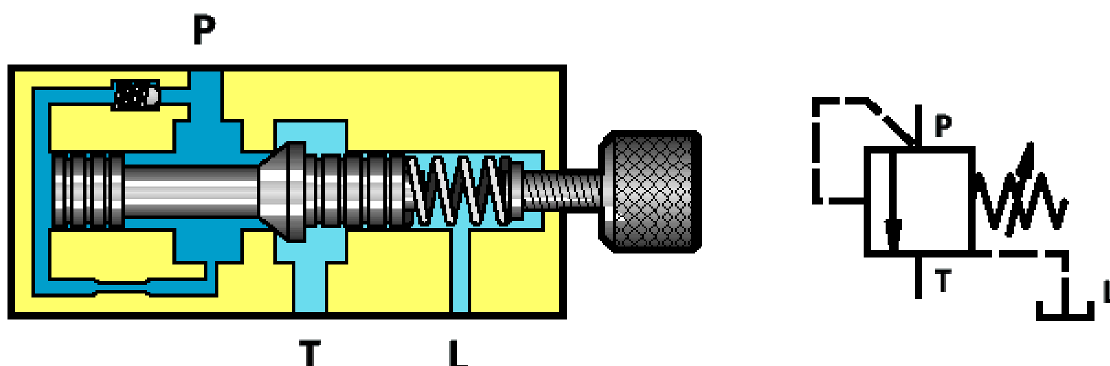


Figura 5-18. Válvula limitadora de presión o de seguridad.

Las curvas características de estas válvulas que definen su pérdida de carga en función del caudal, dependen del ajuste del tornillo externo. El tarado de la válvula se hace con consumo nulo, es decir, cuando todo el caudal de la bomba se dirige por la válvula a tanque. Por ejemplo si se tiene una bomba de 5 l/min y se tara la válvula a algo más de 50 bar (5 MPa) se puede comprobar que según la curva característica de la válvula cuando la presión llega a unos 45 bar (4,5 MPa) la válvula de seguridad empezará a dejar pasar parte del caudal hacia el tanque. De esta forma el caudal del que se dispondrá en el sistema será menor que el proporcionado por la bomba (figura 5-19).

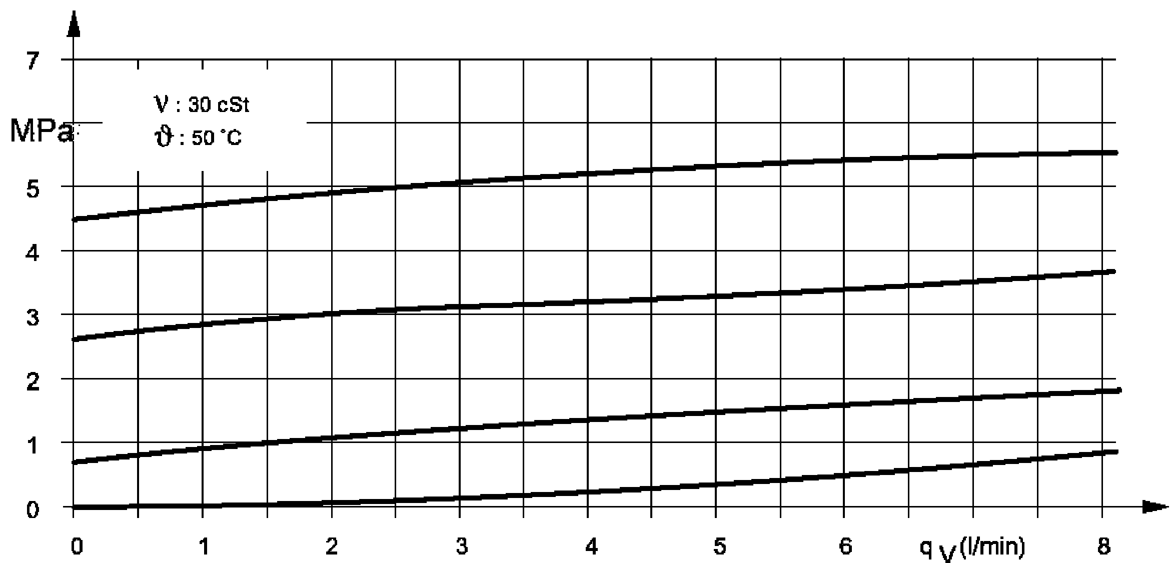


Figura 5-19. Pérdidas de carga de una válvula de seguridad con diferentes tarados.

Otra característica a tener en cuenta de estas válvulas es que en ellas se produce lo que se denomina una laminación del fluido hidráulico, es decir, el fluido pasa de una presión grande a una presión cercana a la atmosférica en un espacio pequeño. Esta pérdida de energía se transforma en calor haciendo aumentar la temperatura del fluido y por consiguiente haciendo variar su viscosidad. Para evitar este problema, si es posible se deberá tender a trabajar siempre a presiones bajas, utilizando sólo la presión máxima del sistema en aquellos momentos en los que se necesite.

Este tipo de válvulas existen con mando directo como la de la figura 5-20 y con mando indirecto, usadas para caudales grandes, de forma que los pistones de cierre deben ser mayores y por lo tanto también las fuerzas de apertura y cierre (figura 5-20).

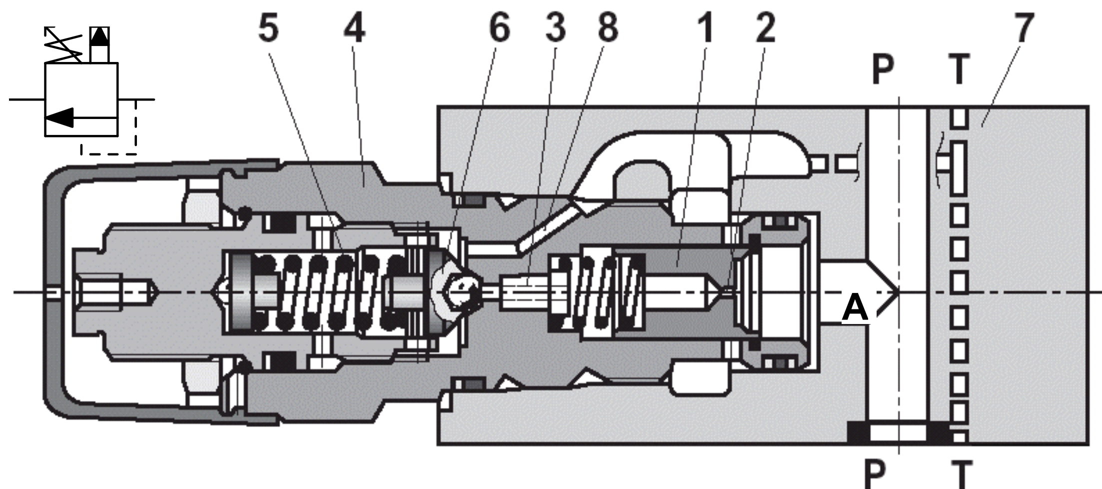


Figura 5-20. Válvula limitadora de presión de mando indirecto

Como todos los casos de mando indirecto, en primer término se abre una válvula auxiliar de reducido tamaño por la que pasa el aceite que a su vez abre la válvula principal.

Las válvulas limitadoras de presión preaccionadas constan básicamente de una carcasa (7) y de una o dos válvulas de presión tipo cartucho.

El ajuste de la presión del sistema se realiza mediante el conjunto (4).

En posición de reposo las válvulas están cerradas. La presión en la conexión P actúa sobre el pistón (1). Simultáneamente la presión actúa a través de la tobera (2) sobre el lado del pistón(1) cargado por el resorte y a través de la tobera (3) sobre el cono de pilotaje (6). Si la presión en la vía P alcanza un valor superior al tarado por el resorte (5), se abre el cono de pilotaje (6). El fluido circula desde el lado del émbolo (1) cargado por el resorte, a través de la tobera (3) y la vía (8) hacia el tanque (T). La diferencia de presión producida desplaza al pistón (1) y abre la vinculación de P hacia T manteniendo la presión tarada en el resorte (5).

El drenaje de aceite piloto de ambas cámaras del resorte se conduce externamente a través del canal T.

5.3.2 Conectadoras y desconectadoras *(válvulas de secuencia)*

Se trata de válvulas dispuestas en serie que se abren o cierran cuando se alcanza una determinada presión. Son muy parecidas a las limitadoras de presión con la diferencia de que en lugar de evacuar a tanque el aceite se dirige al lugar que se requiera (figura 5-21) y no se produce la laminación de las anteriores.

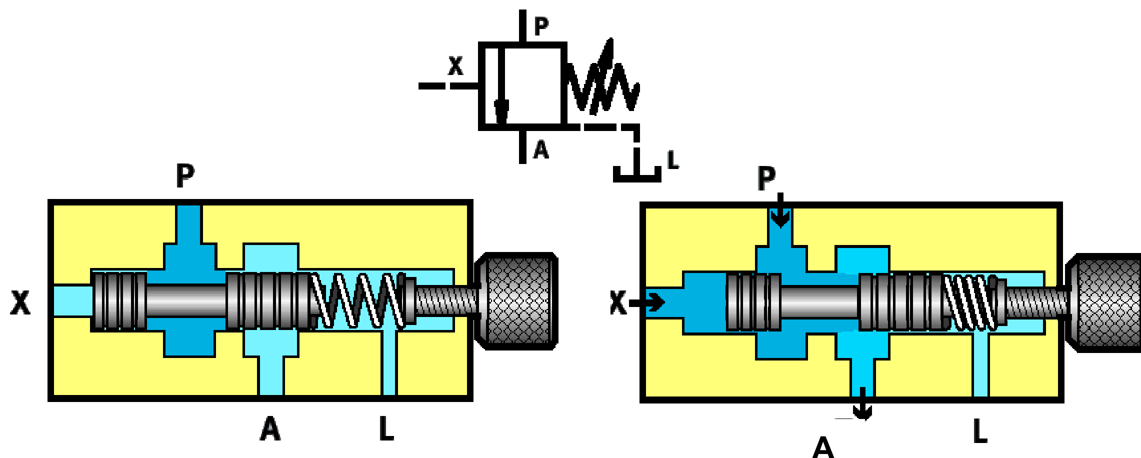


Figura 5-21. Válvula de secuencia de piloto externo.

5.3.3 Reductoras de presión

Son aquellas válvulas cuya misión es obtener una presión constante de salida, regulable desde el exterior, independientemente del valor de la presión a la entrada aunque ésta fluctúe, con la salvedad de que ésta ha de ser siempre superior a aquélla.

5.3.3.1 Válvula reductora de presión de 3 vías

En esta válvula (figura 5-22) la presión de salida (vía A) se mantiene constante aunque la presión de entrada fluctúe, mientras que ésta sea superior a aquélla. Si la presión en A aumenta la corredera se desplaza hacia la derecha haciendo que el paso de P a A tenga una sección menor, como consecuencia aumenta la perdida de carga y la presión en A desciende hasta que se restablece la presión requerida. Si por el contrario la presión en A disminuye el pistón de la válvula se desplaza hacia la izquierda haciendo que el orificio de paso de P a A aumente, disminuya la pérdida de carga y, por lo tanto, también la presión hasta alcanzar el valor de consigna.

Estos aumentos y decrementos de presión son fenómenos transitorios. Cuando el consumo (vía A) es nulo, la presión aumentará y el pistón se desplazará hacia la derecha cerrando el paso de P a A, manteniendo la presión regulada. Si por cualquier causa dicha presión en A llegara a un valor límite determinado el pistón de la válvula se desplazaría más hacia la derecha poniendo en conexión la vía A con T funcionando así como válvula limitadora con sentido inverso. Es decir como si el actuador funcionara como bomba, desalojando el exceso de aceite. Esta combinación de reducción y limitación de la presión permite regular la presión de salida sin consumo de caudal.

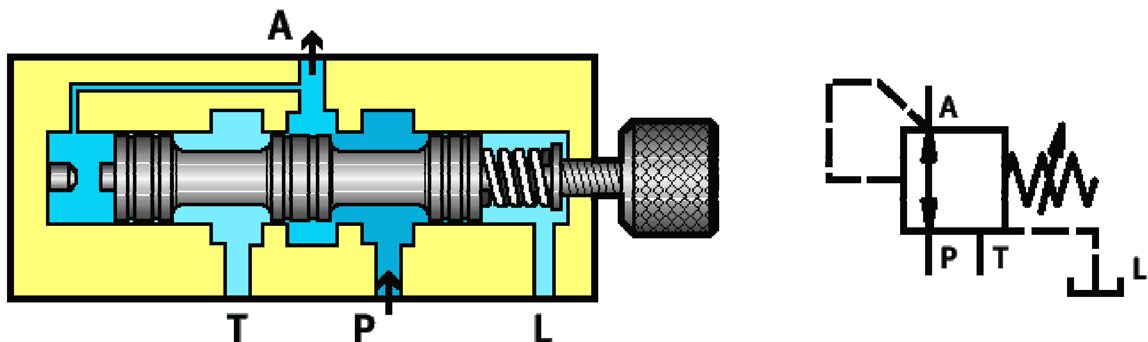


Figura 5-22. Válvula reductora de presión de 3 vías.

Obsérvese que el símbolo de esta válvula difiere de la válvula limitadora de presión en varios aspectos. En primer lugar hay que tener en cuenta que la presión que se regula en la válvula reductora, que hace balanza contra el muelle, es la que existe aguas abajo de la válvula, y no la de aguas arriba que es el caso de la limitadora de presión. En el símbolo de la válvula reductora el pilotaje parte de A mientras que en la válvula limitadora lo hace de P. En segundo lugar la flecha tiene dos sentidos en la reductora mientras que en la limitadora tan sólo tiene uno, el de P a T. Además tiene 3 vías y no dos y la flecha está colocada conectada a la toma P mientras que en la limitadora está desconectada. Una vez más el símbolo explica perfectamente el funcionamiento de la válvula.

Esta válvula posee dos curvas características, una como reductora de presión y otra similar a la de una válvula limitadora cuando el caudal va de A a T (figuras 5-23 y 5-24).

Las válvulas reductoras se utilizan siempre que haya que alimentar a un elemento consumidor con una presión más baja que la correspondiente presión del sistema. Como una válvula reductora de presión no es otra cosa que una válvula de estrangulación, hace que el caudal hacia el consumo disminuya en función de la presión. Otra cuestión a tener en cuenta es que la toma de fugas L y la de tanque T solo podrán ir unidas en el caso en que en T no haya presión apreciable, de lo contrario dicha presión afectaría a la cámara del muelle.

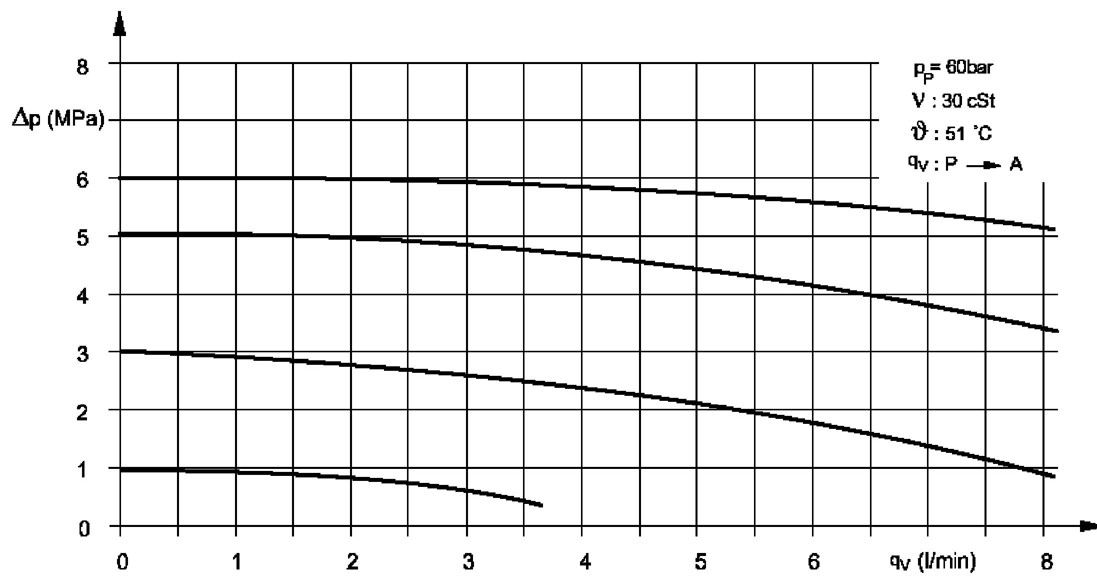


Figura 5-23. Curva característica de una válvula reductora de presión funcionando como tal (De P a A).

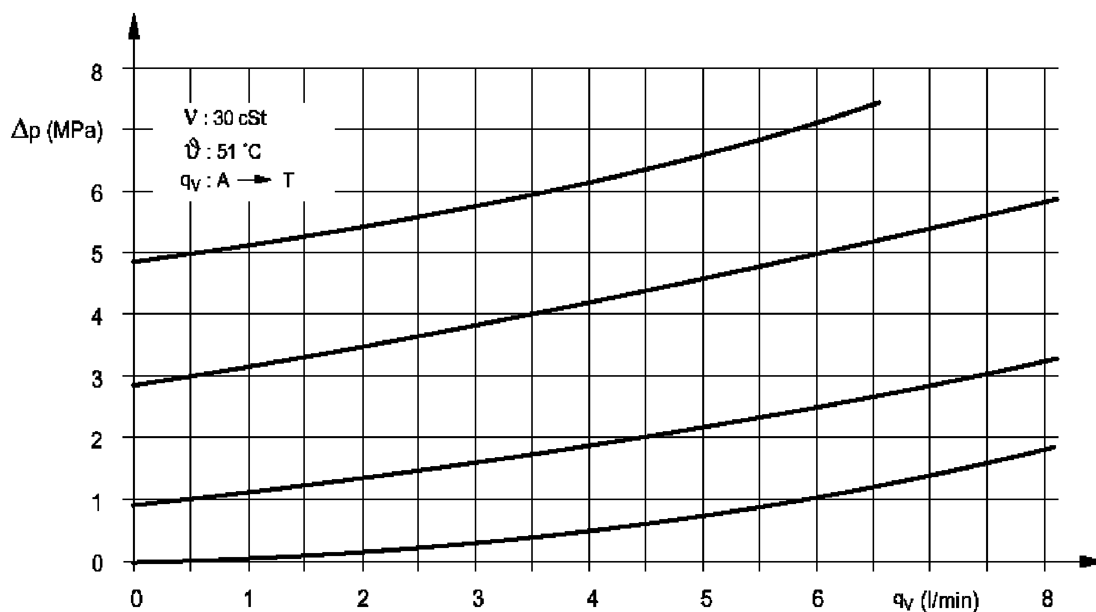


Figura 5-24. Curva característica de una válvula reductora de presión, funcionando como limitadora (De A a T).

5.4 Válvulas de caudal

Las válvulas de caudal tienen como finalidad modificar o regular el caudal. Se dividen en válvulas estranguladoras y en válvulas reguladoras de caudal.

En las válvulas estranguladoras el caudal es función de la diferencia de presiones entre aguas arriba y aguas abajo, pudiendo depender, o no, de la viscosidad del aceite.

En las válvulas reguladoras de caudal éste es independiente de la diferencia de presiones entre aguas arriba y aguas abajo, pudiendo depender, o no, de la viscosidad. Es decir con una de estas válvulas puede conseguirse mantener fijo el caudal independientemente de las presiones existentes aguas arriba y aguas abajo y, por tanto, conseguir una velocidad constante de un actuador. Se recuerda que la velocidad del vástago es proporcional al caudal que penetra en él.

Las válvulas estranguladoras son muy sencillas y consisten simplemente en la mera estrangulación del flujo, tal como se refleja en las figuras 5-25 y 5-26 Se puede obtener la regulación mediante un tornillo accionable desde el exterior.

Si el orificio de estrangulación es largo influye la viscosidad (figura 5-25). Se puede obtener la regulación mediante un tornillo accionable desde el exterior.

Si el orificio de estrangulación es corto no influye la viscosidad (figura 5-26). Igualmente se puede obtener la regulación mediante un tornillo accionable desde el exterior; en este caso se hace girar una especie de tubo acabado en forma de espiral.

Es muy frecuente que este tipo de válvulas dispongan en el mismo bloque una válvula antirretorno en paralelo de manera similar que en neumática.

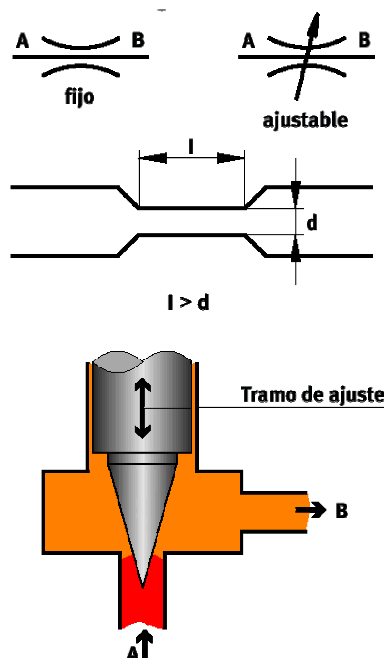


Figura 5-25. Válvula con influencia de la viscosidad.

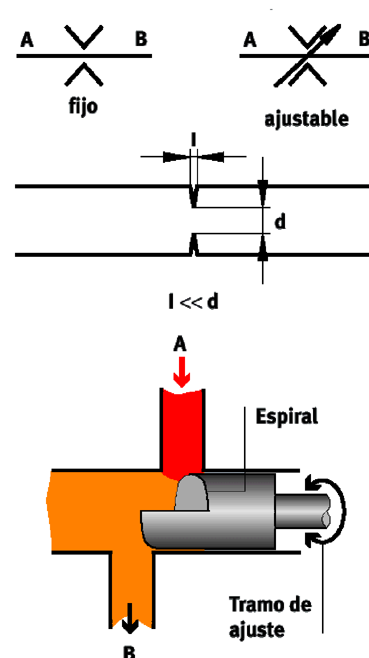


Figura 5-26. Sin influencia de la viscosidad.

5.4.1 Válvulas reguladoras de caudal

Las válvulas reguladoras de caudal son más complejas. Mantienen constante un caudal volumétrico con independencia de que se cambien las presiones de entrada o salida de la válvula (figura 5-27). También, puede hacerse, con dependencia o no de la viscosidad.

La válvula de la figura 5-27 posee dos vías y se compone de las siguientes piezas importantes para su funcionamiento: cuerpo, válvula de estrangulación dependiente de la viscosidad y una corredera que constituye lo que se denomina la balanza de presión. La balanza de presión puede encontrarse antes de la estrangulación o después, que es el caso de la figura. En ambos casos el funcionamiento es análogo. Si la válvula de estrangulación se sustituyera por otra similar a la de la figura 5-26 en la válvula reguladora no influiría la viscosidad.

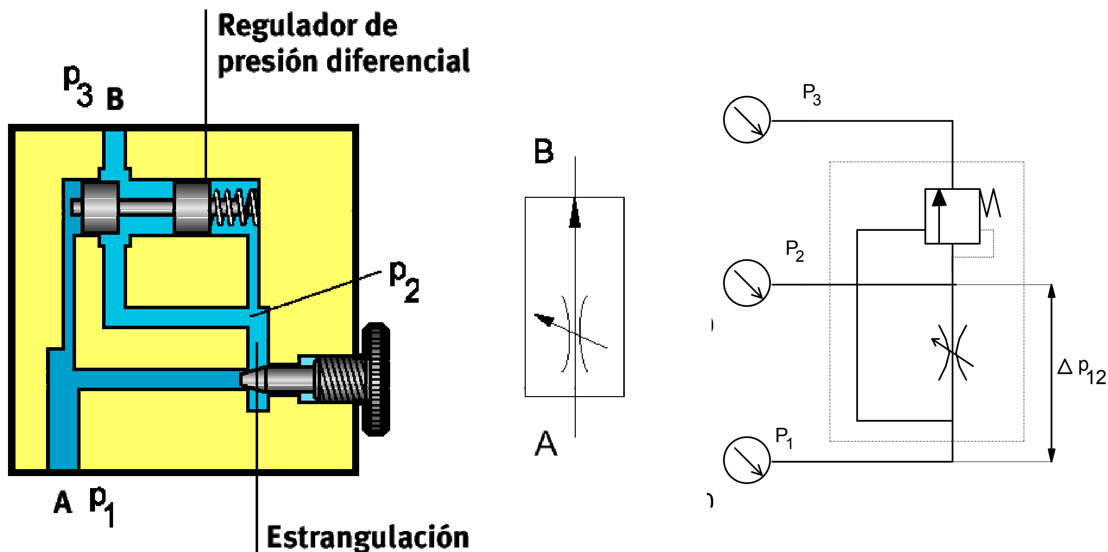


Figura 5-27. Válvula reguladora de presión compensada de dos vías.

Se llama p_1 a la presión de entrada de la válvula, p_2 a la presión después de la estrangulación y p_3 a la presión de salida de aquélla. Por otra parte denominaremos A a la sección del pistón o corredera de la balanza de presión.

En la figura 5-27 puede observarse que el caudal que penetra en la válvula por A atraviesa la válvula de estrangulación para luego pasar por el huelgo de la balanza de presión y salir por B.

Por otra parte la perforación situada a la izquierda de la válvula pone en contacto la entrada con la parte izquierda de la balanza de presión, sin circulación de aceite.

Además el conducto de la derecha pone en conexión la salida de la válvula restrictora con el lado derecho de la balanza de presión, igualmente sin circulación de fluido.

Por tanto la cara izquierda de la balanza de presión tiene una presión p_1, y la cara derecha posee la presión p_2, equivalente a la de la salida de la restrictora.

El equilibrio en la balanza de presión está establecido por las fuerzas actuantes a uno y otro lado de la corredera, tal que: $p_1 \cdot A = p_2 \cdot A + F_{muelle}$.

Cuando se establece el equilibrio el pistón de la balanza dejará un huelgo determinado para el paso del fluido hacia el exterior de la válvula.

La presión p_2 será siempre menor que p_1 y mayor que p_3 por las sucesivas caídas de presión en las dos restricciones. Como las dos áreas del pistón de la balanza son iguales, se cumple que:

$$p_1 = \frac{F_{muelle}}{A} + p_2 \rightarrow \Delta p_{12} = p_1 - p_2 = \frac{F_{muelle}}{A}$$

Como A es constante y se puede considerar que las variaciones de la fuerza del muelle son despreciables, al sufrir un desplazamiento mínimo, se obtiene una diferencia de presión constante. Como es conocido el caudal que atraviesa un orificio es función de la diferencia de presiones entre aguas arriba y aguas abajo (p_1-p_2) y de la sección transversal de paso. Ahora bien, el caudal se modificará cuando se varíe la sección de paso de la estrangulación que marca la aguja, mediante el tornillo exterior. Con todo ello se tendrá que el caudal circulante permanecerá inalterable para una determinada posición de la aguja.

Si la presión de aguas arriba de la válvula p_1 se incrementara, aumentaría la fuerza producida en la cara izquierda de la balanza de presión, desplazándose la corredera hacia la derecha y disminuyendo el huelgo de comunicación con B.

Al reducirse este intersticio aumentaría p_2, cosa que igualmente sucedería porque p_1-p_2 ha de permanecer constante. Al incrementarse p_2 aumentaría la fuerza sobre la cara derecha de la balanza de presión estableciéndose el equilibrio en dicha balanza, en una nueva posición de su corredera.

Como no queda modificada ni la diferencia de presiones, ni la sección de paso de la válvula restrictora, el caudal que atraviesa la válvula permanece constante.

La presión p_3 permanece constante, lo que ha sucedido es que p_2 se ha incrementado, así como p_2-p_3 y el intersticio de la corredera ha disminuido.

Si p_1 disminuyera las cosas serían análogas pero a la inversa y el caudal seguiría inalterable.

Si lo que sucede es que la carga sobre el cilindro que sirve la válvula se incrementa, aumenta p_3. De entrada disminuye el caudal y aumenta p_2. Como consecuencia aumenta la fuerza sobre la cara derecha de la balanza de presión y con ello la corredera se desplaza hacia la izquierda, aumentando el intersticio.

Al aumentar p_2, dado que p_1-p_2 ha de permanecer constante, se incrementa p_1, alcanzándose una nueva posición de equilibrio en la balanza de presión.

Como la válvula restrictora garantiza que el caudal que atraviesa la válvula permanece constante, se establecerá el nuevo equilibrio en una posición diferente de la balanza de presión, con intersticio mayor, y una diferencia de presiones p_2-p_3 inferior a la de partida.

Si p_3 disminuyera se verificaría un proceso análogo sólo que a la inversa.

El límite de trabajo práctico de esta válvula vendrá definido también por la diferencia de presión Δp_{13} que deberá ser superior a la diferencia Δp_{12} en unos 5 bar, ya que en caso contrario no se consigue la permanencia del caudal. Realmente esta válvula no regula el caudal sino la presión y a través de esta regulación consigue aquélla.

5.4.2 Divisor de caudal

Tiene como misión suministrar aceite a dos actuadores iguales simultáneamente habiendo de ser por lo tanto los caudales aportados a aquellos idénticos, con el objetivo final de que ambos avancen al unísono, independientemente de las cargas que soporten.

Consta de una corredera tubular (1) (figura 5-28) que puede desplazarse dentro de un cuerpo de válvula (2); en los dos extremos de (1) existen dos cámaras de control (7 y (8). Posee una conexión con presión (P) y dos con elementos de trabajo (A y B).

El paso del aceite de P al interior de la corredera se hace a través de dos pasos (3 y 4) y de la corredera a los elementos de trabajo A y B a través de perforaciones radiales que trabajan como restrictores, 5 y 6 respectivamente.

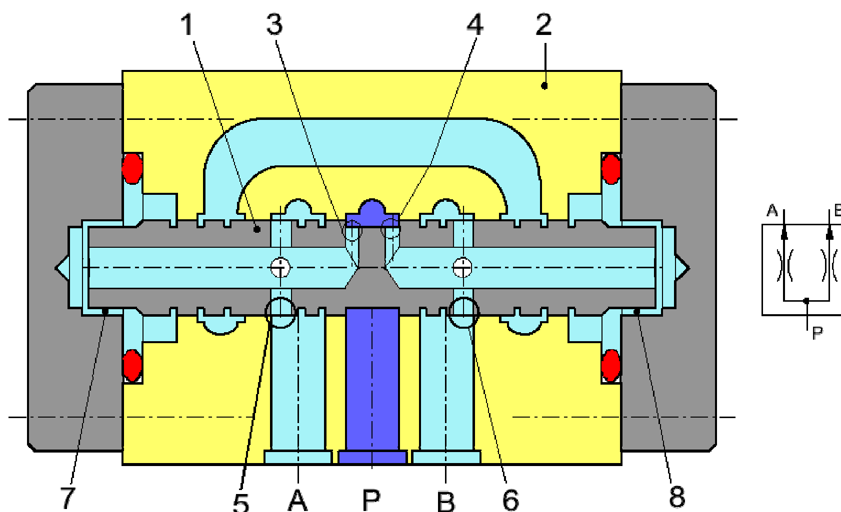


Figura 5-28. Divisor de caudal.

Un ejemplo de su aplicación se muestra en la figura 5-29. Se trata de elevar una carga mediante una plataforma impulsada por dos cilindros iguales. Si la carga está centrada las resistencias que ofrece sobre los cilindros A y B son iguales, la corredera estará en posición centrada y los caudales respectivos serán equivalentes.

Si tal como se observa en la figura 5-29 (derecha) la carga está desplazada hacia la derecha, la resistencia que ofrece sobre los cilindros es mayor en B que en A, y por lo tanto p_B es mayor que p_A.

Con ello tenderá a ir más caudal por A que por B, cosa indeseada. Al mismo tiempo la presión en la cámara de control 8 aumentará y disminuirá la de la 7. Como consecuencia la corredera se desplazará hacia la izquierda a una nueva posición, hasta llegar a un nuevo equilibrio.

Al desplazarse la corredera, el área de paso del restrictor 5 disminuirá y la del 6 aumentará, con ello las pérdidas de carga lo harán en el sentido inverso.

Esto conseguirá que el caudal hacia B aumente y hacia A disminuya hasta equipararse.

Las presiones en 7 y 8 se igualarán en una nueva posición de la corredera.

Si los caudales fuesen diferentes, las presiones en 7 y 8 lo serían también y la corredera se desplazaría hasta conseguir el equilibrio donde $Q_A = Q_B$ y $p_7 = p_8$.

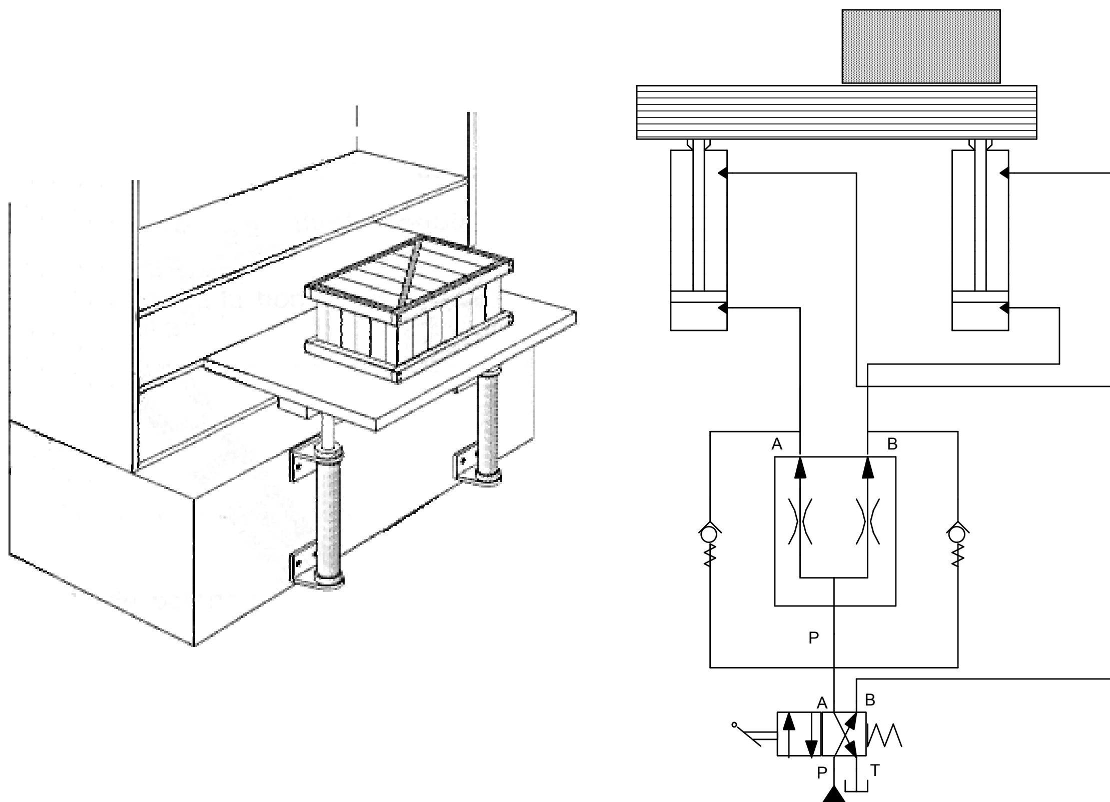


Figura 5-29. Ejemplo de aplicación de un divisor de caudal.

5.5 Acumuladores hidráulicos

Se trata de un elemento cuya función es la de almacenar un volumen de fluido a presión cuando no lo requiera el sistema para utilizarlo cuando lo necesite el elemento consumidor.

Están formados por una carcasa metálica dividida en dos partes separadas por una membrana, vejiga o pistón; en una parte se almacena el aceite y en la otra hay un gas, generalmente nitrógeno, sometido a una determinada presión previa.

En un momento determinado, en el que el sistema no necesita aceite, éste propulsado por la bomba penetra en el acumulador. En otro momento, cuando algún actuador necesite aceite a presión la bomba y el acumulador en paralelo proporcionarán el caudal necesario.

Las principales funciones del acumulador son las siguientes:

- Como reserva de fluido a presión. Cuando el sistema requiere un caudal grande de fluido durante un tiempo corto dentro de su ciclo de funcionamiento. El acumulador se llena cuando la demanda de caudal es menor que el caudal suministrado por la bomba, de forma que cuando se produce un pico en la demanda es el acumulador junto con la bomba los que suministran el caudal necesario. De no existir el acumulador la bomba debería ser mayor para dar un caudal igual al del pico, pero habría de trabajar así durante todo el ciclo, con el consiguiente costo de energía. Además una bomba más pequeña requiere un motor eléctrico de menor potencia, un tanque de menor volumen, y válvulas y tuberías más reducidas, haciendo, todo ello que el ahorro pueda ser considerable. En todo caso es conveniente que el acumulador se sitúe en un punto cercano al consumidor, con el fin de que sea capaz de proporcionar un fuerte caudal aunque sea durante un lapso muy corto de tiempo. Además el volumen de aceite laminado por la válvula de seguridad disminuirá substancialmente, minorándose el calor a disipar.

- En casos de emergencia, por ejemplo en un corte de corriente eléctrica. El acumulador trabajará como un elemento de seguridad, concluyendo ciclos de trabajo, como accionamiento de frenos, lubricación de emergencia, etc.

- Compensación de fugas para el mantenimiento de una presión. Como en el caso de sistemas en los que se usa una pretensión para mantener pesos. El uso de un acumulador para compensar las fugas inherentes a todo circuito evita que una bomba esté continuamente funcionando, ahorrando en energía y en mantenimiento, evitando que se genere calor que luego habrá de disiparse debido a la disminución en la generación de calor.

- Compensación de picos de presión. Por ejemplo en golpes de ariete producidos por cierres bruscos en válvulas, variaciones bruscas de la carga etc. En este caso el acumulador hace los efectos de colchón y no de almacén.

- Como amortiguadores en suspensión de vehículos.

En las figuras 5-30 y 5-31 se acompañan sendos circuitos hidráulicos que utilizan acumuladores. Como puede observarse el acumulador se instala en paralelo con el actuador y junto a él se dispone una válvula de seguridad con el fin de garantizar que la presión en el

acumulador no rebase un tope que pudiera ocasionar la rotura del mismo con los consiguientes riesgos de accidente.

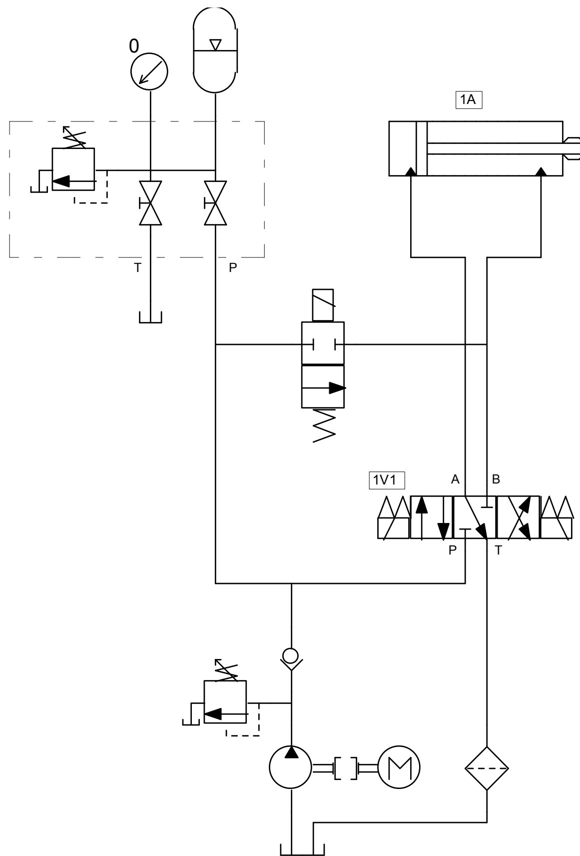


Figura 5-30. Accionamiento de emergencia

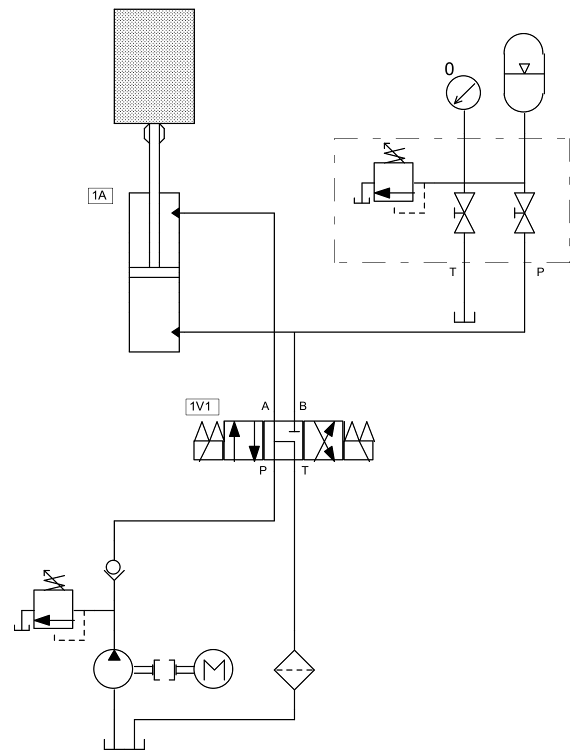


Figura 5-31. Compensación de fugas.

5.5.1 Tipos de acumuladores

Los tipos de acumuladores empleados en instalaciones oleohidráulicas son: de vejiga, de membrana y de pistón.

5.5.1.1 Acumulador de vejiga

Los acumuladores de vejiga se emplean con volúmenes útiles medianos de gas. Se caracterizan por una rápida reacción. Se montan en posición vertical preferentemente.

Se componen de un depósito metálico o cuerpo (1), una vejiga (3) de goma que se encarga de separar el aceite del gas, una válvula (2) que hace tope evitando la rotura de la vejiga al llenarla de gas y otra válvula antirretorno para el llenado de la vejiga de gas a presión (4) y para evitar la fuga a la atmósfera (figura 5-32).

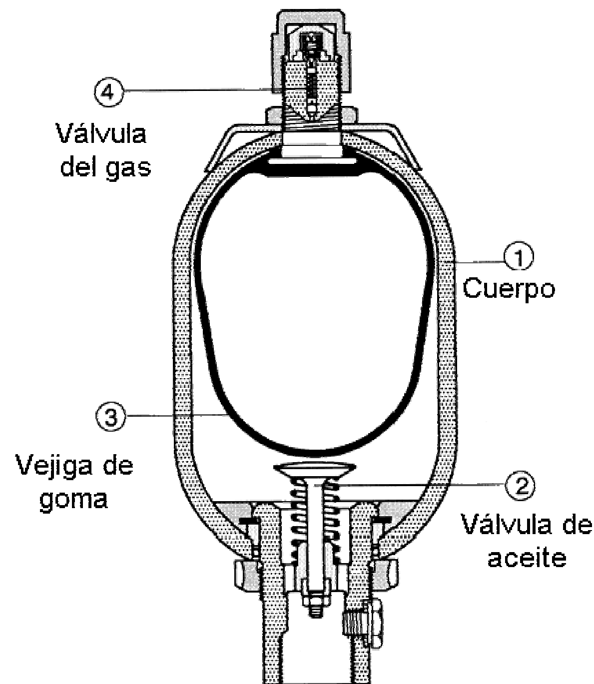


Figura 5-32. Acumulador de vejiga.

5.5.1.2 Acumulador de membrana

El acumulador de membrana se usa para pequeños volúmenes útiles de aceite. Tienen una buena estanquidad y una larga vida útil. Son bastante similares a los vejiga (figura 5-33).

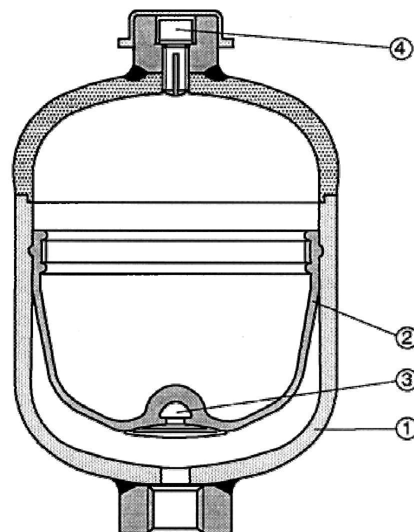


Figura 5-33. Acumulador de membrana.

Consta de un recipiente de acero (1) que contiene una membrana de un material elástico que separa el líquido del gas. La membrana tiene un plato metálico (3) en su parte inferior que se

encarga de hacer tope para que no estalle la membrana en el proceso de llenado. Como en el acumulador de vejiga se llena de gas por medio de una válvula (4).

5.5.1.3 Acumulador de pistón

Es básicamente un cilindro sin vástago en la que el émbolo hace de separador entre el líquido y el gas. El mecanizado del cilindro y las juntas de estanquidad hacen que el pistón se pueda desplazar sin que haya fugas de una cámara a otra.

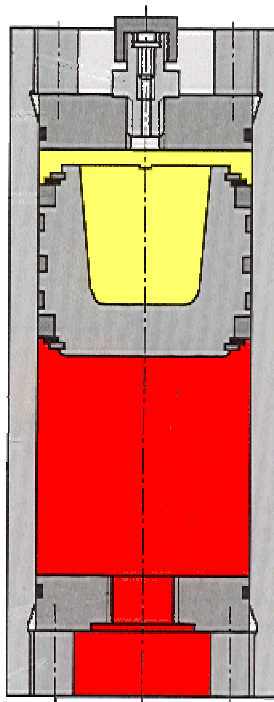


Figura 5-34. Acumulador de pistón.

Se emplean cuando se necesitan grandes volúmenes útiles de gas. Su reacción es más lenta debido a la masa del pistón separador y del rozamiento de las juntas de estanquidad. Se produce por rozamiento una reducción de hasta un 10% de la presión útil.

5.5.2 Funcionamiento de un acumulador

Procedente de una botella a presión de un gas, normalmente nitrógeno, y gracias a la válvula se llena el contenedor de gas del acumulador hasta alcanzar una presión p_0 y un volumen V_0 (figura 5-35). La vejiga o la membrana en su caso ocupan todo el volumen del acumulador hasta que la válvula de plato hace tope con la parte inferior del acumulador.

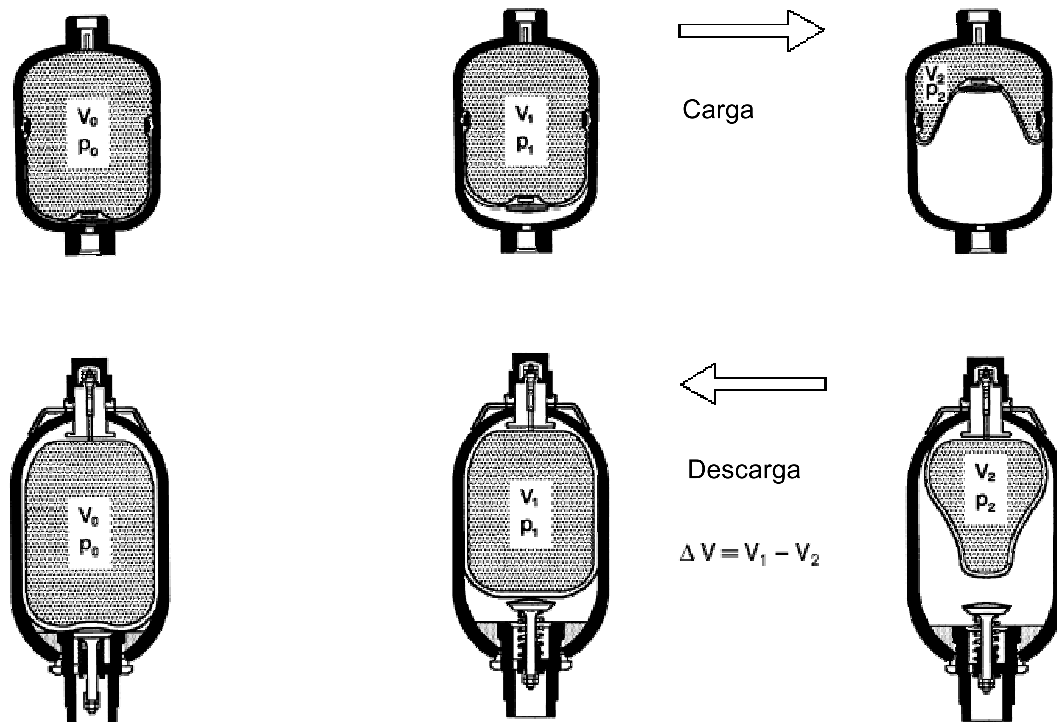


Figura 5-35. Carga y descarga de un acumulador hidráulico.

Al poner en funcionamiento la bomba del sistema el líquido pasa a través de la válvula inferior del acumulador, comprimiendo el gas hasta alcanzar una presión p_2 reduciéndose el volumen hasta un valor V_2.

Cuando la presión del sistema se reduce por debajo de p_2 el acumulador entregará parte del volumen de líquido acumulado en él, hasta que se llegue a la presión mínima del sistema p_1 en la que el volumen de gas tendrá un valor V_1. En la figura 5-36 se representa el proceso seguido por el acumulador.

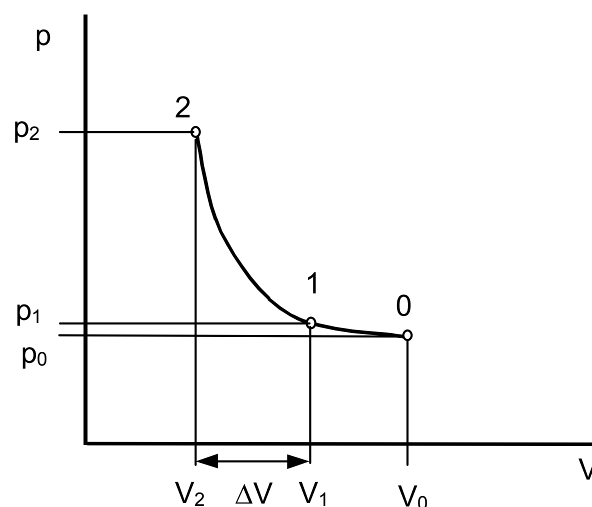


Figura 5-36. Diagrama p - V en un acumulador.

5.5.3 Dimensionamiento de un acumulador

Cuando se llevan a cabo los cálculos de un acumulador se deben tener en cuenta las siguientes presiones: p_0, presión de llenado del gas; p_1, presión mínima de la instalación hidráulica de forma que la vejiga o la membrana no esté en contacto continuamente con la válvula de líquido; y p_2, presión máxima en el acumulador.

La presión de prellenado del acumulador debe ser entre un 80% y un 90% de la presión mínima de trabajo a la temperatura máxima de trabajo. Con ello se pretende evitar que los elementos separadores del acumulador estén cerca de la válvula de líquido y se deterioren.

La presión hidráulica máxima no debe exceder 4 veces la presión de llenado, de lo contrario la elasticidad de la vejiga o de la membrana se verían afectadas.

Los procesos en un acumulador hidráulico son politrópicos, es decir, están entre adiabáticos puros, sin intercambio de calor, e isotérmicos, a temperatura constante. Se puede considerar el proceso como adiabático puro, en el caso de que la compresión y la expansión del gas se produzca en un tiempo breve, menor de 1 min. Se puede considerar proceso isotérmico a aquél en el que los cambios de estado tienen lugar lentamente, más de 3 minutos, de forma que se puede producir un intercambio de calor completo con el exterior de manera que la temperatura del gas se puede considerar constante (figura 5-37).

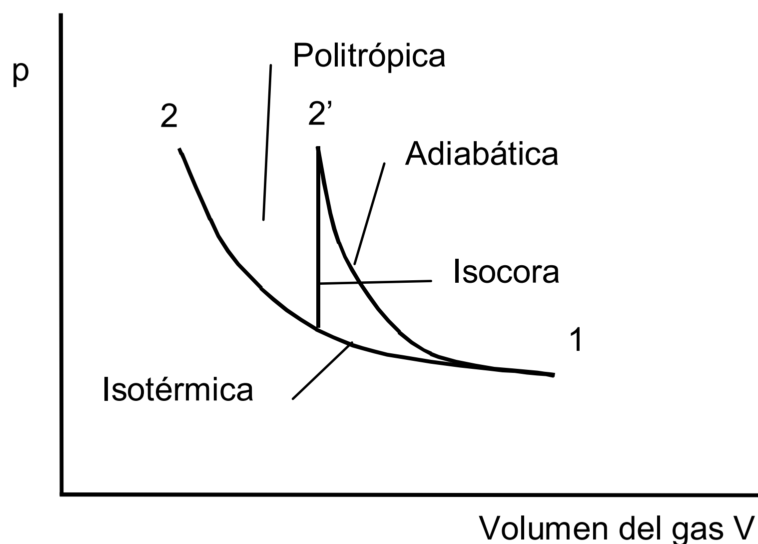


Figura 5-37. Diagrama p-V para un gas ideal.

Las ecuaciones que rigen la relación presión - volumen según sean procesos adiabáticos o isotérmicos son:

Proceso adiabático	Proceso istotérmico
$\Delta V = V_0\left[\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/n} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{1/n}\right]$ $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/n} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{1/n}}$	$\Delta V = V_0\left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}\right)$ $V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1} - \frac{p_0}{p_2}\right)}$

Siendo n el exponente para procesos adiabaticos que en el caso del nitrógeno vale 1,4. Las presiones indicadas son absolutas. Se emplea como unidad de volumen el litro.

En la mayoría de los casos se pueden considerar los procesos adiabáticos.

En todos los casos anteriores se ha considerado el comportamiento del gas como ideal, sin embargo en la práctica a presiones superiores a 200 bar el comportamiento de los gases varía apreciablemente del descrito anteriormente. Para considerar este efecto se emplean factores de corrección dados por el fabricante de acumuladores. Dichos factores son obtenidos por experimentación y vienen indicados normalmente en gráficas (figura 5-38).

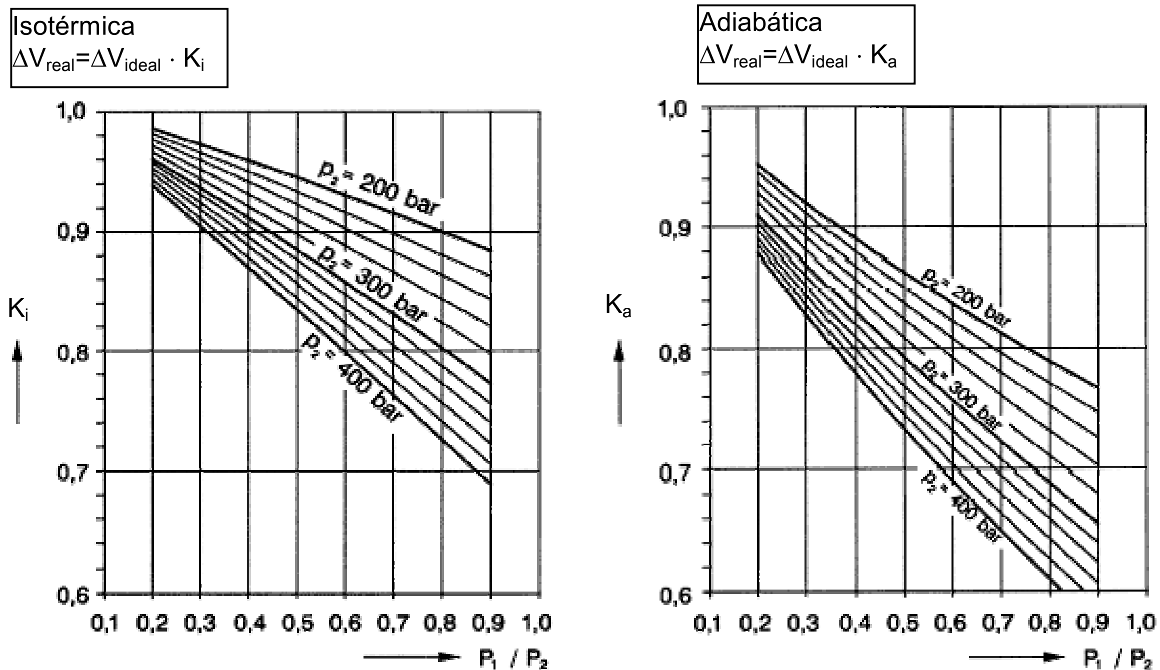


Figura 5-38. Factor corrector de gas ideal a gas real.

5.6 Multiplicadores de presión

Los multiplicadores de presión se emplean siempre que en una sección determinada de un sistema hidráulico hay que someter al aceite a una presión esencialmente mayor que la que permite la presión primaria disponible, proporcionada por la bomba, por ejemplo en funciones de sujeción. Permiten, con una relación de intensificación 1:4, soluciones económicas para una presión de partida de hasta 125 bar.

El multiplicador consta de un cilindro especial que multiplica la presión, un mecanismo que hace bascular una válvula 4/2, cuatro válvulas de retención que separan las zonas de alta y baja presión y, por último, otra válvula antirretorno que separa la zona de presión primaria con el retorno o tanque (figura 5-39).

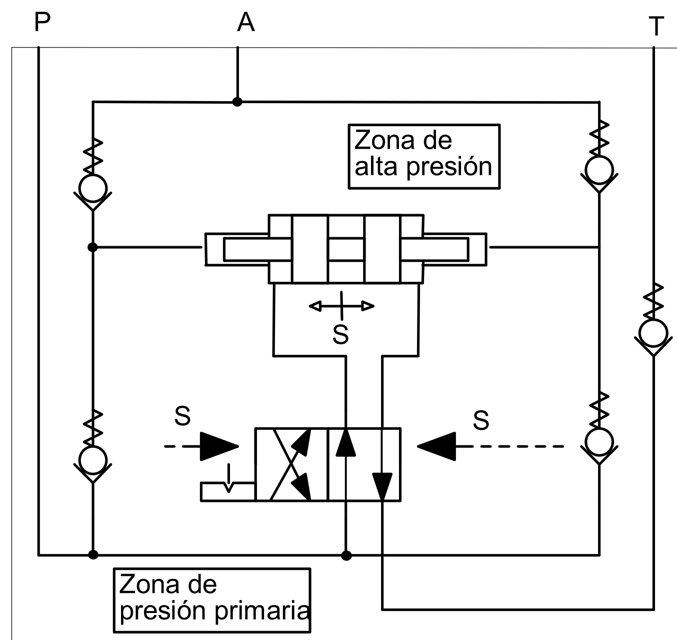


Figura 5-39. Esquema de un multiplicador de presión.

El cilindro especial es doble y simétrico respecto un plano de simetría; dispone de cuatro émbolos, dos de ellos buzos, que se desplazan alternativamente dentro de sendos cilindros.

En primer término se llena el cilindro de alta presión directamente desde la bomba alcanzándose la presión primaria. Posteriormente el aceite a baja presión se introduce en la cámara del émbolo buzo izquierdo y en la cara anular izquierda del cilindro especial a través de la válvula 4/2, mientras que la derecha está conectada a tanque por un conducto en la que dispuesta una válvula de bloqueo.

Como consecuencia dos émbolos del cilindro especial se trasladan hacia la derecha, de tal manera que en la cámara del émbolo buzo derecho se genera una presión mayor, definida por la ecuación:

$$P_{baja} \cdot A_{circular\ grande} = P_{alta} \cdot A_{circular\ pequeña}$$

Además el aceite es inyectado a través de la válvula antirretorno superior derecha hacia A, donde se desea generar la alta presión.

Cuando los émbolos del cilindro especial alcanzan su fin de carrera se bascula la válvula 4/2 y el aceite a baja presión penetra en las cámaras de la derecha y la anular izquierda se une a tanque comenzando un proceso análogo al ya descrito. El aceite ubicado en la cámara del émbolo buzo izquierdo se comprimirá y llegará a alcanzar la presión suficiente para inyectarse a través de la válvula de bloqueo superior izquierdo e la zona de alta presión.

Cuando se haya alcanzado la presión necesaria el cilindro especial dejará de trabajar, volviéndolo a hacer en el momento en que por cualquier circunstancia, por ejemplo fugas, disminuye la presión en la zona de alta presión.

5.7 Técnicas de conexión

Los diferentes elementos que conforman un circuito hidráulico, bomba, válvulas y actuadores, han de estar unidos entre si en serie o en paralelo.

La manera tradicional de realizar tales conexiones es mediante tubos rígidos o flexibles con los correspondientes racores. Esta solución tiene los inconvenientes de producir una pérdida de carga, algunas veces no despreciable, y lo que es peor, de propiciar fugas.

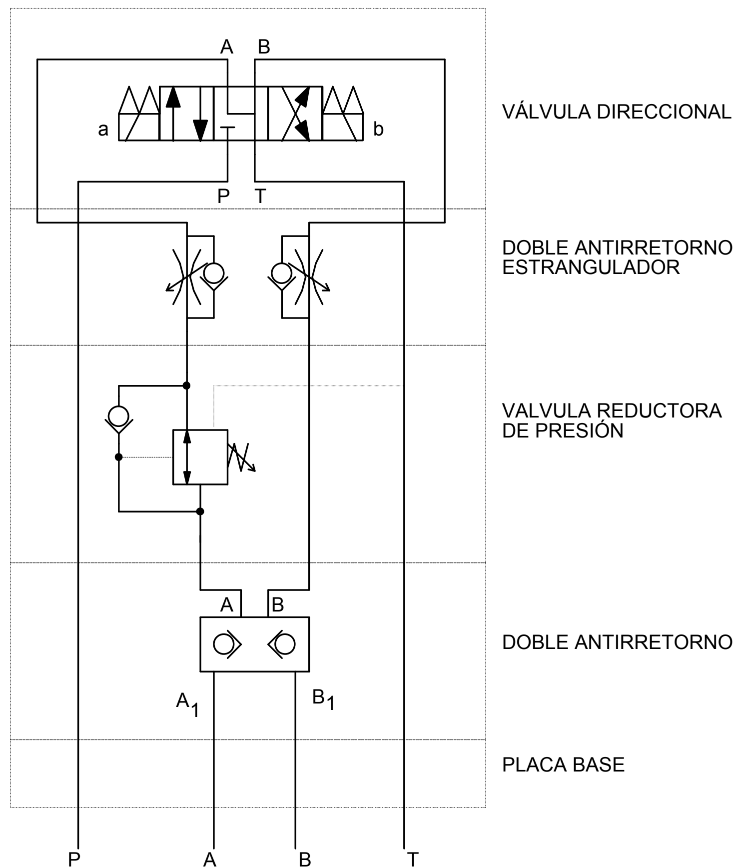
Para evitar ambos inconvenientes se realizan las conexiones mediante placas base, consistentes en unos bloques de acero que contienen en su interior los conductos necesarios para interconectar los elementos hidráulicos y comunicarlos con el exterior mediante uniones roscadas.

En determinados circuitos con el fin de unir los diferentes elementos que lo constituyen pueden ser necesarios más de una placa base.

El conjunto de las placas base y de las válvulas forman concatenaciones longitudinales que pueden disponerse de manera vertical u horizontal.

De esta manera se relaciona la salida de la bomba con las sucesivas válvulas por donde ha de pasar el aceite y con el propio actuador sin necesidad de emplear tuberías y racores.

En la figura 5-40 se observa un esquema de una determinada concatenación vertical y en la 5-41 una fotografía que muestra un corte de esta forma de conexión.



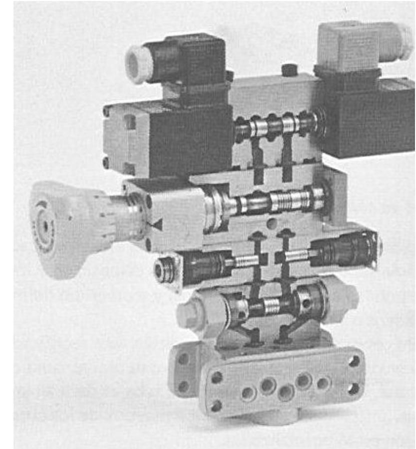


Figura 5-40. Esquema de concatenación vertical.

Figura 5-41. Concatenación vertical.

5.8 Otros accesorios

Además de los accesorios fundamentales explicados junto con lo hablado en el momento de tratar el grupo hidráulico (3) existen otra serie de elementos que nos vamos a limitar casi tan solo a enumerarlos

Se emplean manómetros con el fin de conocer la presión en puntos estratégicos del sistema; se disponen en derivación. Debido a las altas presiones con que se trabaja es conveniente protegerlos con una válvula 2/2 que se abrirá solamente en el instante en que se desee conocer aquélla.

Los presostatos tienen como finalidad limitar la presión en determinados lugares entre dos valores límites; cuando éstos se sobrepasan actúan sobre algún elemento externo para conseguir mantener la presión en los márgenes deseados.

En tuberías y válvulas, fundamentalmente, se produce una pérdida de carga que puede alcanzar valores relativamente importantes, con el consiguiente incremento de la temperatura del aceite, esto requiere en muchas ocasiones la instalación de intercambiadores de calor que lo refrigere. Pueden ser de aire o de agua, normalmente son intercambiadores de tubos.

En ocasiones, en el momento de arranque de un sistema hidráulico la viscosidad del aceite a temperatura ambiente es demasiado alta habiéndose de utilizar calefactores. Normalmente se restringen a una resistencia eléctrica con el fin de reducirla.

Para la medida de la temperatura se utilizan termómetros y para su control en los márgenes debidos los termostatos.

6. CIRCUITOS OLEOHIDRÁULICOS

Se incluyen en este trabajo una serie de circuitos hidráulicos más o menos elementales empleados frecuentemente en la práctica.

6.1 Circuito diferencial

Se le llama circuito diferencial a aquel que consigue que un cilindro tenga la misma velocidad de avance y retroceso (figura 6-1). En primer lugar hay que decir que se necesita un cilindro diferencial, es decir, aquél en el que la sección circular del émbolo A_1 es el doble de la sección anular A_2.

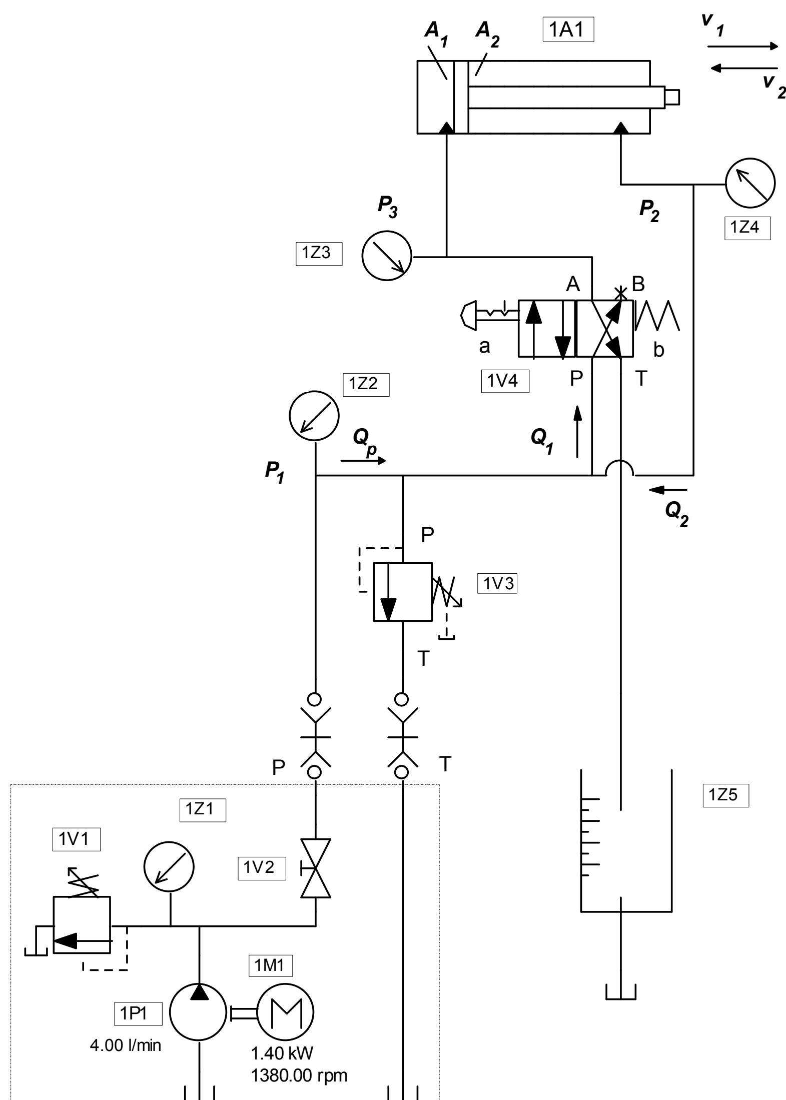


Figura 6-1. Circuito diferencial.

Las conexiones de un circuito diferencial mostrado en la figura 6-1 son las siguientes: a la válvula distribuidora 1V4 se le coloca un tapón en su conexión B de tal forma que es como si se dispusiera de una válvula 3/2 en vez de una 4/2. La otra vía (A) se conecta con la boca del lado circular del émbolo del cilindro. La otra boca del cilindro se conecta conjuntamente con la conexión que viene de la bomba a la toma P de la válvula distribuidora (1V4).

Al realizar estas conexiones el caudal de fluido que irá hacia el lado anular del cilindro será $Q_1 = Q_p + Q_2$, siendo Q_p el caudal suministrado por la bomba.

Si se denomina v_1 a la velocidad de avance del vástago y v_2 a la de retroceso, en el movimiento de avance se tiene:

$$Q_2 = v_1 \cdot A_2$$

$$Q_1 = v_1 \cdot A_1 = Q_p + Q_2 \rightarrow v_1 \cdot A_1 = Q_p + v_1 \cdot A_2 \rightarrow Q_p = v_1 \cdot A_1 - v_1 \cdot A_2 = v_1 (A_1 - A_2)$$

$$v_1 = \frac{Q_p}{A_1 - A_2} = \frac{Q_p}{A_2}$$

ya que en un cilindro diferencial $A_1 = A_2$

En el movimiento de retroceso el caudal que va hacia el lado anular del cilindro es únicamente el correspondiente al de la bomba. De tal forma que:

$$v_2 = \frac{Q_p}{A_2}$$

con lo que se tiene que las velocidades de avance y retroceso son iguales. En el caso de utilizar cilindros con relaciones diferentes A_1/A_2 se conseguirán otras relaciones entre las dos velocidades.

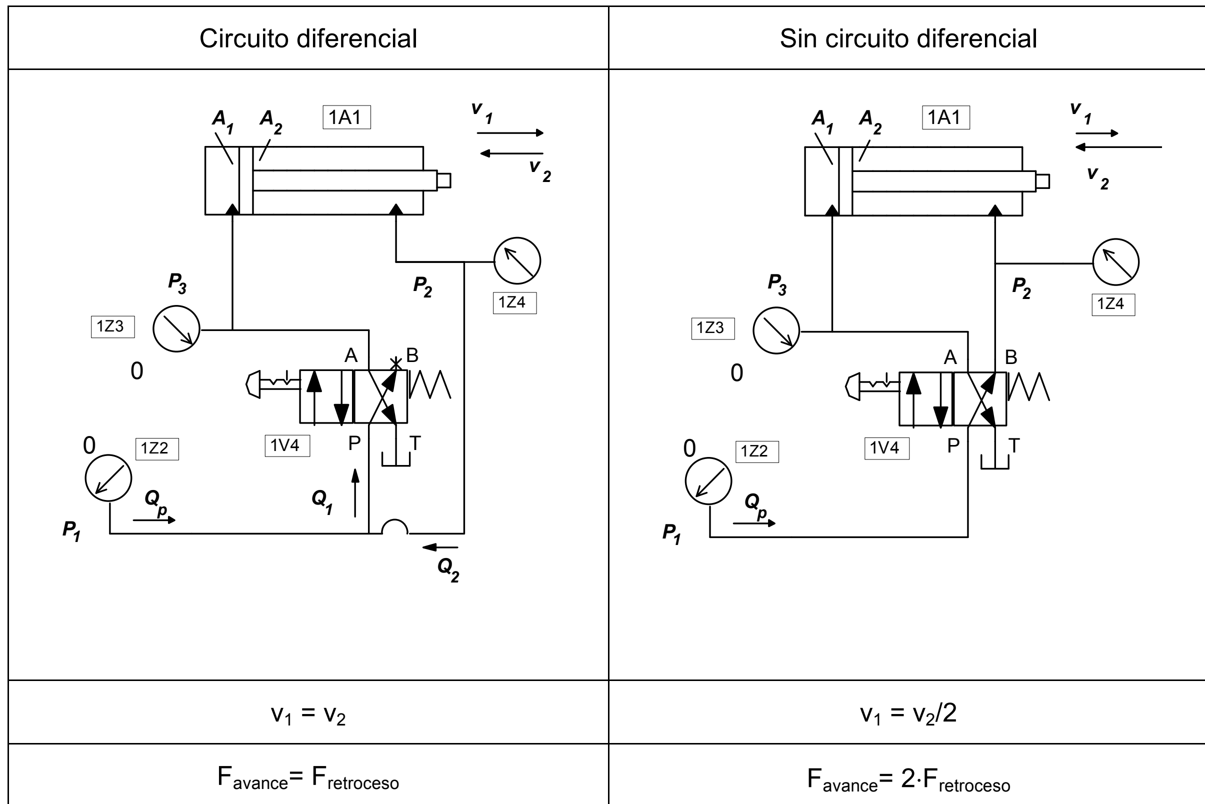
Si se consideran las fuerzas actuantes en el avance, despreciando pérdidas y rozamiento, se tendrá:

$$\sum F = F_1 - F_2 = p_1 \cdot (A_1 - A_2) = p_1 \cdot A_2$$

que es igual a las fuerza resultante en el retroceso:

$$\Sigma F = F_2 - F_1 = p_1 A_2$$

Como resumen del circuito diferencial diremos que la ventaja que ofrecen es que con una bomba de menor tamaño se obtiene mayor velocidad de avance; como inconveniente hay que señalar que en el avance se obtienen fuerzas más reducidas que en un montaje normal. En el cuadro adjunto se compara el montaje convencional con el diferencial.



Circuito diferencial	Sin circuito diferencial
$v_1 = v_2$	$v_1 = v_2/2$
$F_{avance} = F_{retroceso}$	$F_{avance} = 2 \cdot F_{retroceso}$

Figura 6-2. Cuadro comparativo entre el montaje normal y el diferencial.

6.2 Circuito con dos actuadores en serie

Se trata del caso en el que se disponen dos cilindros en serie gobernados por sendas válvulas distribuidoras y alimentados por una sola bomba (figura 6-3).

Cuando se maniobra la válvula 1V y se mantiene la posición de la válvula 2V, trabaja exclusivamente el cilindro 1A de una manera convencional. Lo mismo sucederá en el caso inverso, es decir, cuando se maniobra 2V y se mantiene fija 1V.

El caso interesante y para el que se diseña este circuito es cuando se maniobran las dos válvulas simultáneamente, supongamos pasan ambas a la posición a. Entonces el aceite penetra en la cara circular A_1 del cilindro 1A y el que se encuentra en su cara anular A_2 pasa a ocupar el volumen de la cara circular A'_1 de 2A. El aceite de A'_2 circula hacia tanque.

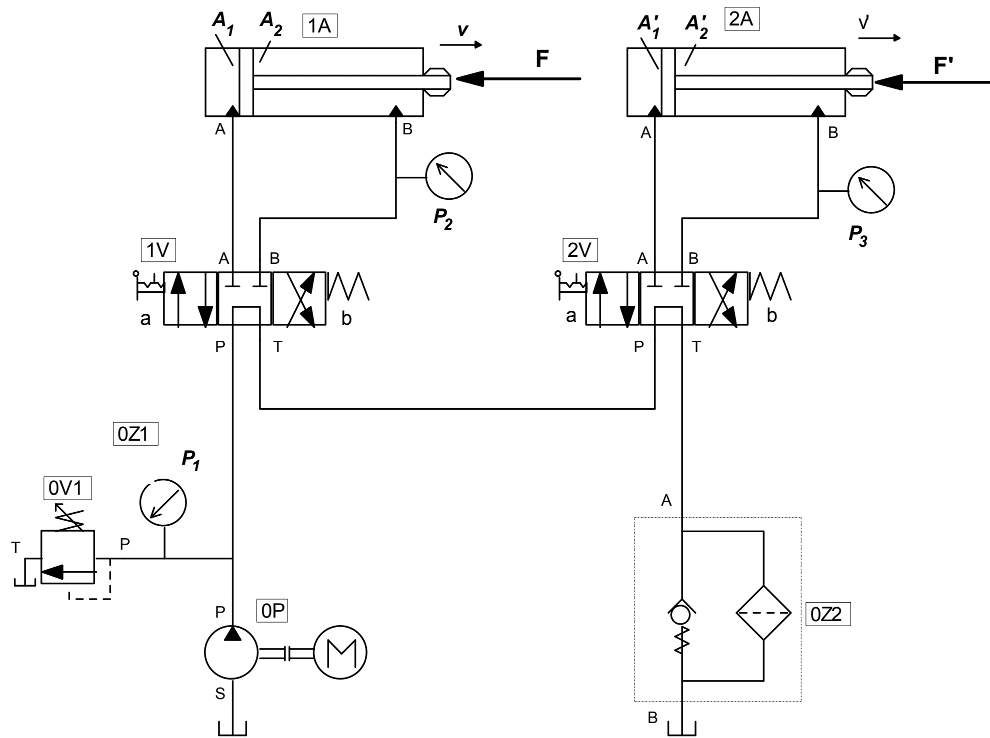


Figura 6-3. Sistema hidráulico con válvulas direccionales en serie.

En este caso se verifican las siguientes igualdades:

$$p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 - F_r = F$$

$$p'_2 \cdot A'_1 - p_3 \cdot A'_2 - F'_r = F'$$

Siendo F_r y F'_r las fuerzas de rozamiento de los dos cilindros respectivamente y F y F' las fuerzas resistentes que se oponen al desplazamiento de los vástagos respectivos.

De las ecuaciones anteriores se deduce que:

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1 - F - F_r}{A_2} = p_1 \cdot \frac{A_1}{A_2} - \frac{F + F_r}{A_2}$$

Al ser A_1 mayor que A_2 se tiene que $\mathbf{p_2 > p_1}$ consiguiendo de esta manera una multiplicación de la presión. Además, la bomba necesaria es de menor potencia que si se actuase directamente.

Por otro lado se tiene que verificar necesariamente:

Volumen saliente de 1A = Volumen entrante en 2A

$$A_2 \cdot L = A'_1 \cdot L'$$

Siendo L y L' las carreras de 1A y 2A respectivamente.

En cuanto a las velocidades, se tendrá:

$$v = \frac{Q_b}{A_1} \quad ; \quad v' = v \cdot \frac{A_2}{A'_1}$$

$$v' = \frac{Q_b}{A_1} \cdot \frac{A_2}{A'_1} = \frac{Q_b}{A_1} \cdot \frac{L'}{L}$$

Siendo Q_b el caudal suministrado por la bomba.

Esta solución se utiliza en el caso en que se requieran dos esfuerzos, uno grande y otro más reducido.

6.3 Circuito con actuadores en paralelo

En algunas ocasiones se disponen actuadores en paralelo gobernados por sendas válvulas distribuidoras (figura 6-4).

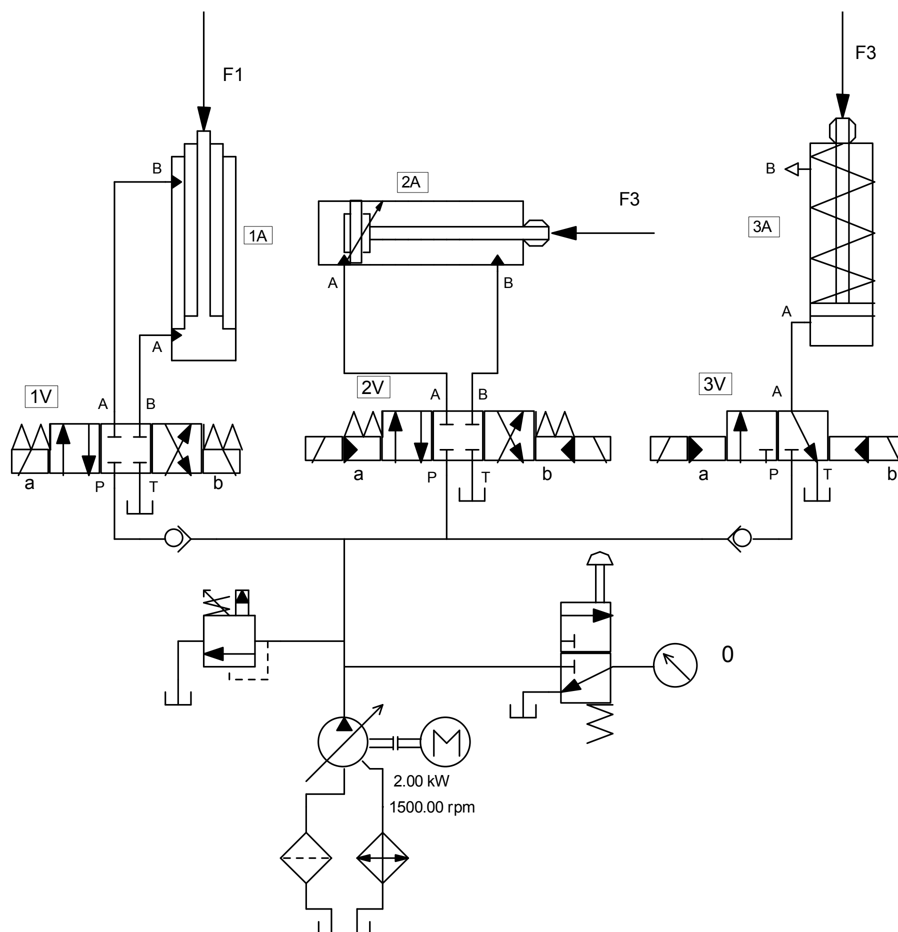


Figura 6-4. Circuito con 3 actuadores en paralelo.

Supongamos que al cilindro 1A se le exige una fuerza F_1, al 2A F_2, y al 3A F_3 . Como consecuencia las presiones requeridas en la boca A de los respectivos cilindros, para que se empiecen a desplazar sus cargas, serán p_1, p_2, y p_3. Supondremos que en este caso $p_1 > p_2 > p_3$.

Si se maniobran las tres válvulas 1V, 2V y 3V simultáneamente sucederá que cuando se alcance la presión p_1, aguas abajo de las válvulas:

- Comenzará a salir el vástago de 1A.
- Cuando dicho vástago llegue a su fin de carrera se irá incrementando la presión.
- Cuando alcance un valor p2 comenzará a salir el vástago de 2A.
- Cuando dicho vástago haya llegado a su fin de carrera se irá incrementando la presión.
- Cuando alcance un valor p3 comenzará a desplazarse el vástago de 3A.
- Cuando éste llegue a su fin de carrera se incrementará la presión hasta que la bomba de caudal variable proporcione un caudal nulo. La válvula de seguridad estará tarada a un valor superior para actuar en el caso que falle la bomba.

Para conocer en que orden retornan los vástagos de los cilindros habrá que hacer consideraciones similares a las expuestas anteriormente.

6.4 Circuito con grandes cargas a tracción

La figura 6-5 muestra un circuito hidráulico diseñado para el caso en que el actuador haya de resistir grandes cargas a tracción, como en el caso de una grúa. Dicho circuito contiene una válvula distribuidora 4/3 (1V1) con todas las vías unidas en su posición central; una válvula antirretorno con apertura hidráulica (1V2); una válvula de secuencia (1V3) y una restrictora con antirretorno en paralelo (1V4).

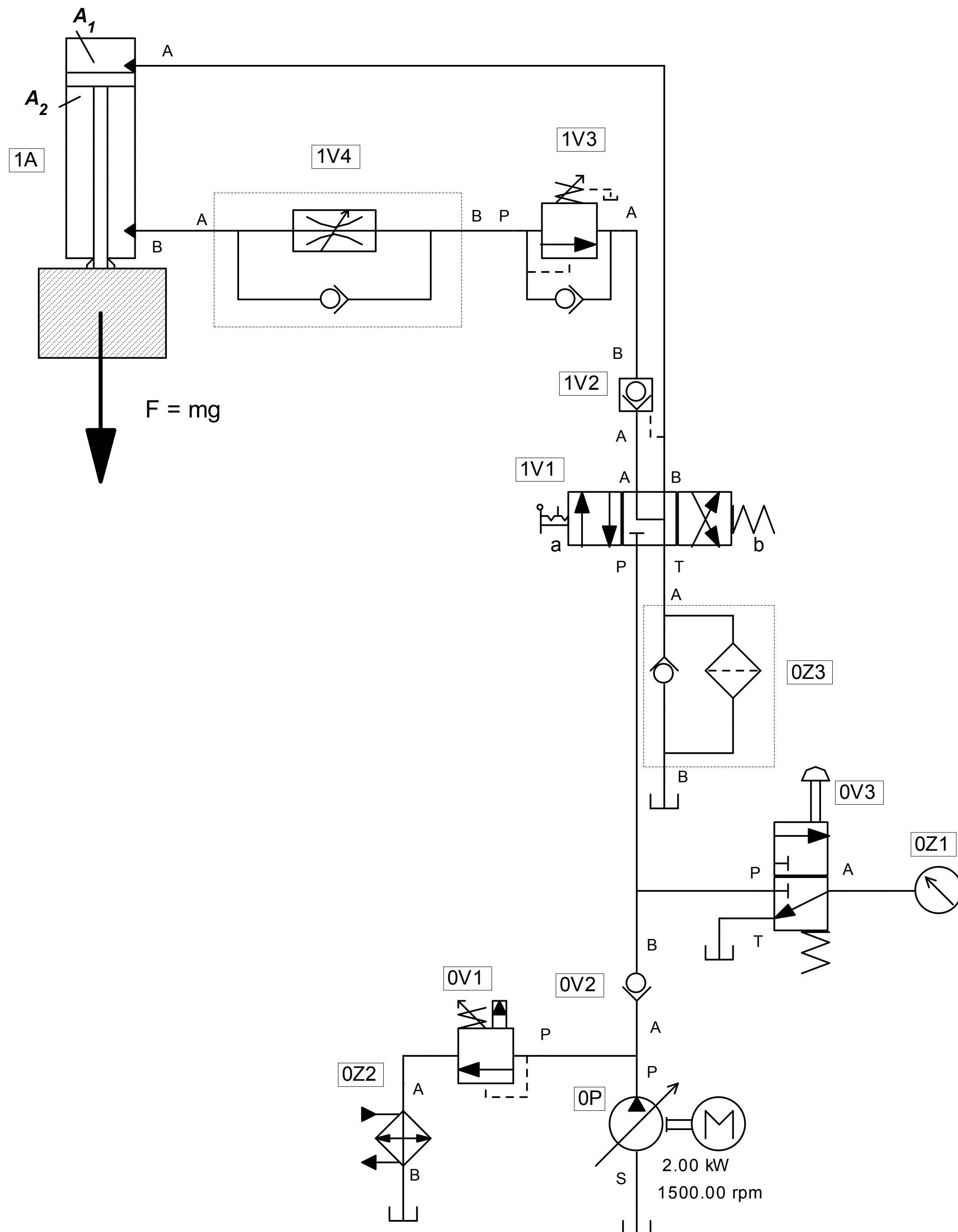


Figura 6-5. Circuito con grandes cargas a tracción.

Cuando 1V1 se encuentra en posición centrada pueden producirse fugas de aceite que harían descender la carga al pasar ésta de la parte anular a la circular del cilindro. Lo anterior lo evita la válvula antirretorno con apertura hidráulica 1V2.

Además la válvula de secuencia 1V3 estará tarada a una presión superior a F/A_2, lo que significa que también impediría la caída de la carga.

Si se dispone 1V1 en la posición "a" la carga sube sin producirse ningún contratiempo.

Cuando 1V1 pasa a la posición "b" el aceite entra en la parte circular del cilindro sin impedimento alguno, mientras que sale de la zona anular, en primer lugar a través del restrictor 1V4 que controlará la velocidad de caída.

La carga empezará a descender cuando en la entrada de la válvula de secuencia se alcance su presión de consigna, normalmente un 10% superior a la presión producida en A_2 por la propia carga.

De esta manera se evita una caída rápida de la carga que podría llegar a ser tal que el caudal necesario en A_1 fuese superior al que proporciona la bomba, ello traería consigo la cavitación en A_1 y en otros puntos situados aguas arriba. Además evita el que se produzcan movimientos bruscos y picos de presión.

En este caso 1V2 se abre gracias a la presión de la línea paralela.

Si existe posibilidad, como en este caso, que la válvula antirretorno 1V2 se cierre bruscamente en un determinado momento, normalmente al maniobrar la válvula distribuidora, para atenuar el golpe de ariete se antepone a 1V2 un restrictor.

6.5 Control de la secuencia en dos cilindros

Se trata de un proceso de montaje de dos piezas unidas por un pasador. Dispuesta la primera pieza en un alojamiento de la mesa, se ubica la segunda pieza encima, siendo empujada después por un cilindro 1A1 que la aloja en el interior de la primera, para por último otro cilindro 1A2 empuje un pasador (3) que traba las dos piezas (figura 6-6).

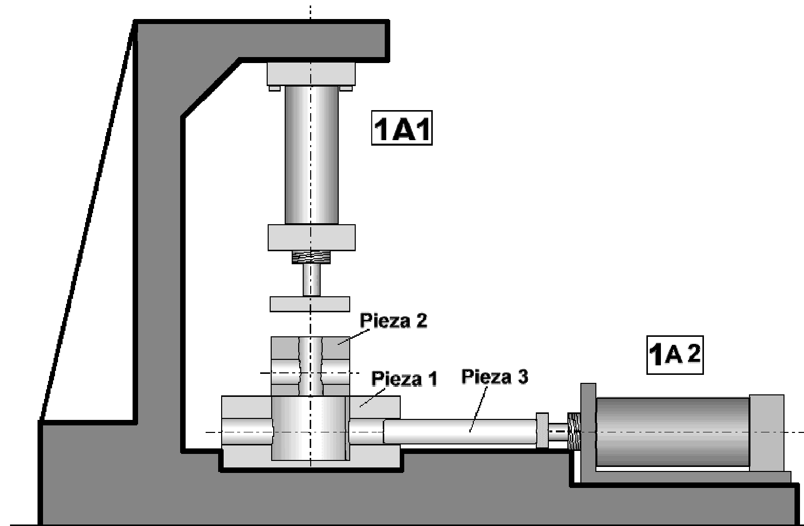


Figura 6-6. Esquema del proceso.

El esquema del circuito que soluciona el problema se observa en la figura 6-7. La válvula distribuidora 1V1 se acciona por medio de un pedal y se reposiciona por muelle. Cuando se acciona dicho pedal avanza en primer lugar el vástago del cilindro 1A1, cuando llega al final de su carrera la presión que actúa en el cilindro no es la máxima del sistema si no la presión reducida por la válvula reductora de presión 1V2.

El vástago del cilindro 1A2 no saldrá hasta que se alcance una presión determinada, previamente tarada, que haga que la válvula de secuencia 1V4 abra el paso. De esta forma dicha presión no se alcanzará hasta que el cilindro 1A1 esté en su final de carrera, la primera pieza esté alojada en la segunda y se encuentren bien amarradas. Cuando la válvula de secuencia 1V4 abre el paso, el vástago del cilindro 1A2 comienza su salida con una velocidad regulada por medio del regulador de caudal 1V5.

Una vez terminado el ensamblado de las piezas se suelta el pedal de la válvula 1V1, ésta vuelve a su posición de reposo, el vástago del cilindro 1A2 regresa a su posición original pasando el aceite por el lado favorable del antirretorno de la válvula 1V5. Mientras 1A2, retorna la presión es insuficiente para abrir la válvula de secuencia 1V3, por lo que el cilindro 1A1 se mantendrá con el vástago en su posición anterior hasta que el cilindro 1A2 llegue a su posición posterior. En ese instante la presión aumentará, la válvula de secuencia 1V3 abrirá y el vástago del cilindro 1A1 regresará a su posición inicial.

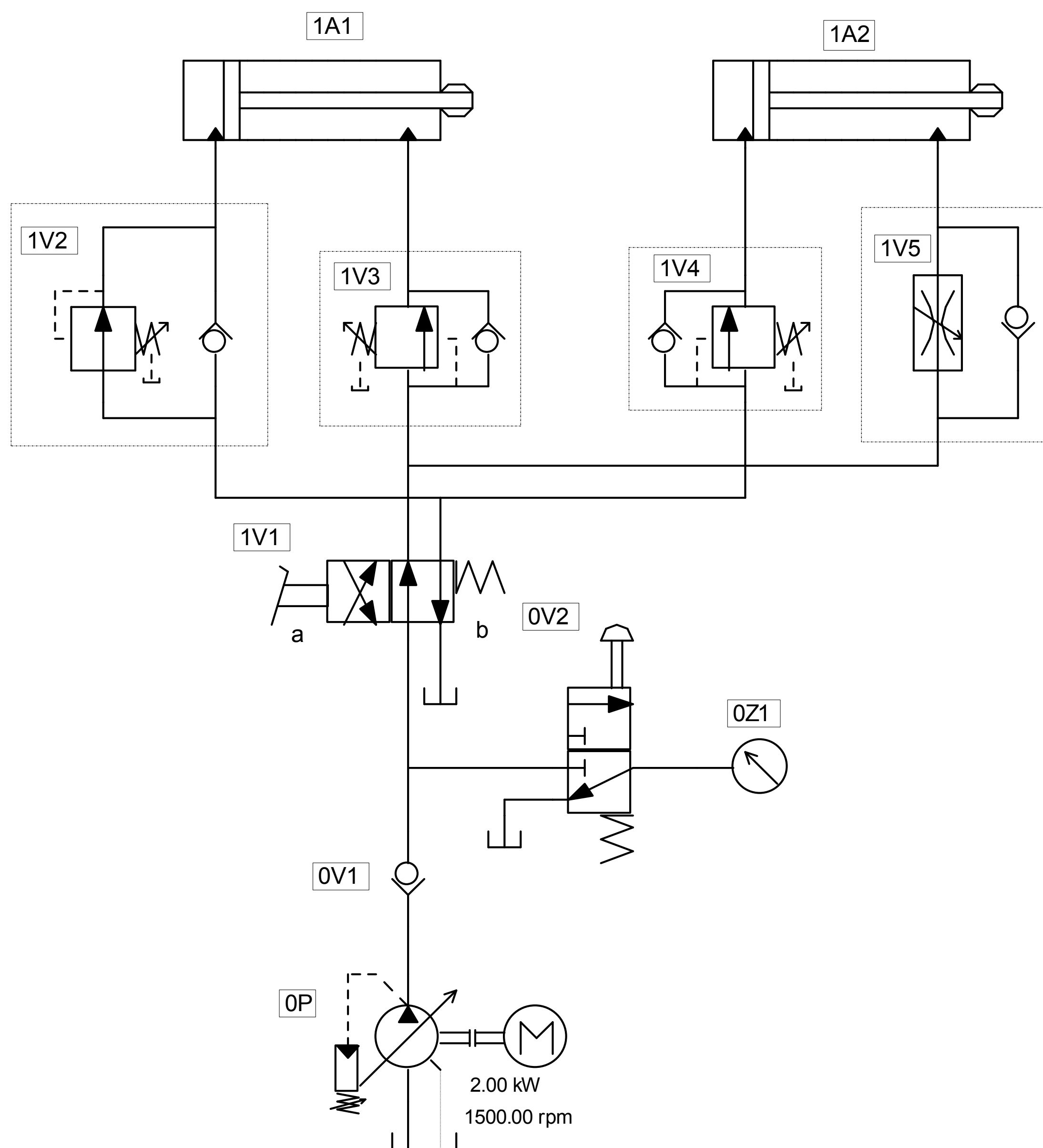


Figura 6-7.

6.6 Prensa hidráulica

Se trata de una prensa hidráulica para la conformación de una pieza metálica. Tanto las prensas como las máquinas de inyección de plástico son máquinas en las que está ampliamente difundido el uso de la hidráulica a altas presiones. Conforme las presiones de trabajo aumentan, la seguridad en la máquina debe incrementarse, digamos que exponencialmente, por el peligro que conlleva para las personas.

El funcionamiento de una prensa hidráulica pasa por un avance rápido en vacío y otro lento cuando ha de realizar el esfuerzo (figura 6-8).

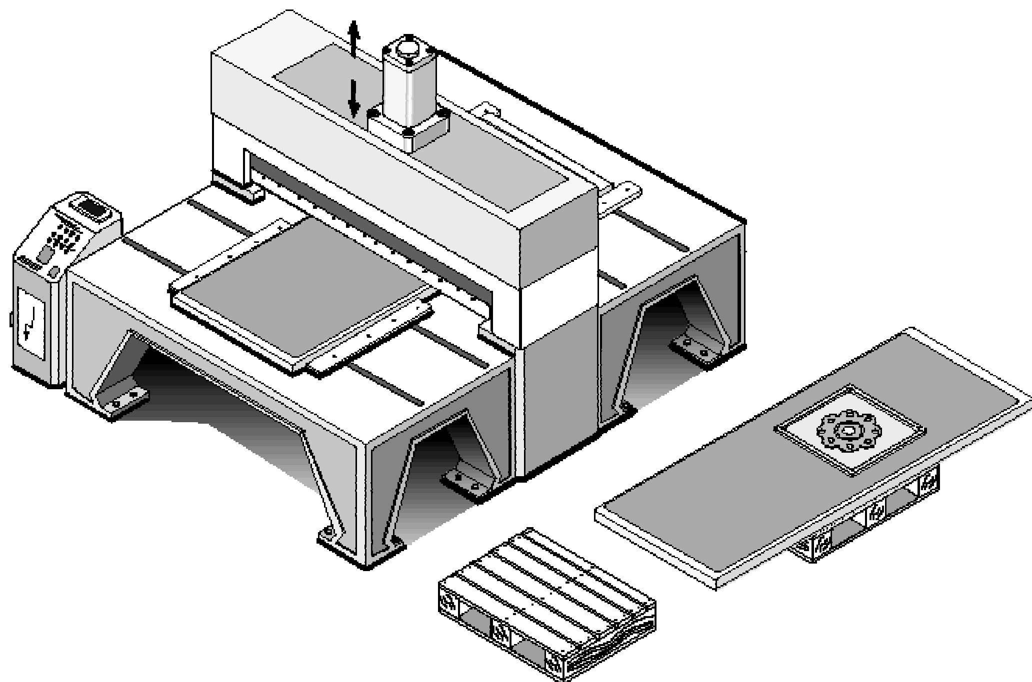


Figura 6-8. Esquema del proceso.

El circuito esquematizado en 6-9 plantea una solución con el uso de una válvula de prellenado. Dicha válvula se encarga de proporcionar el caudal necesario para realizar la carrera en vacío, sin realizar esfuerzos, del cilindro 1A2. Este cilindro es de gran diámetro, pues es el que realiza el esfuerzo en el momento del prensado.

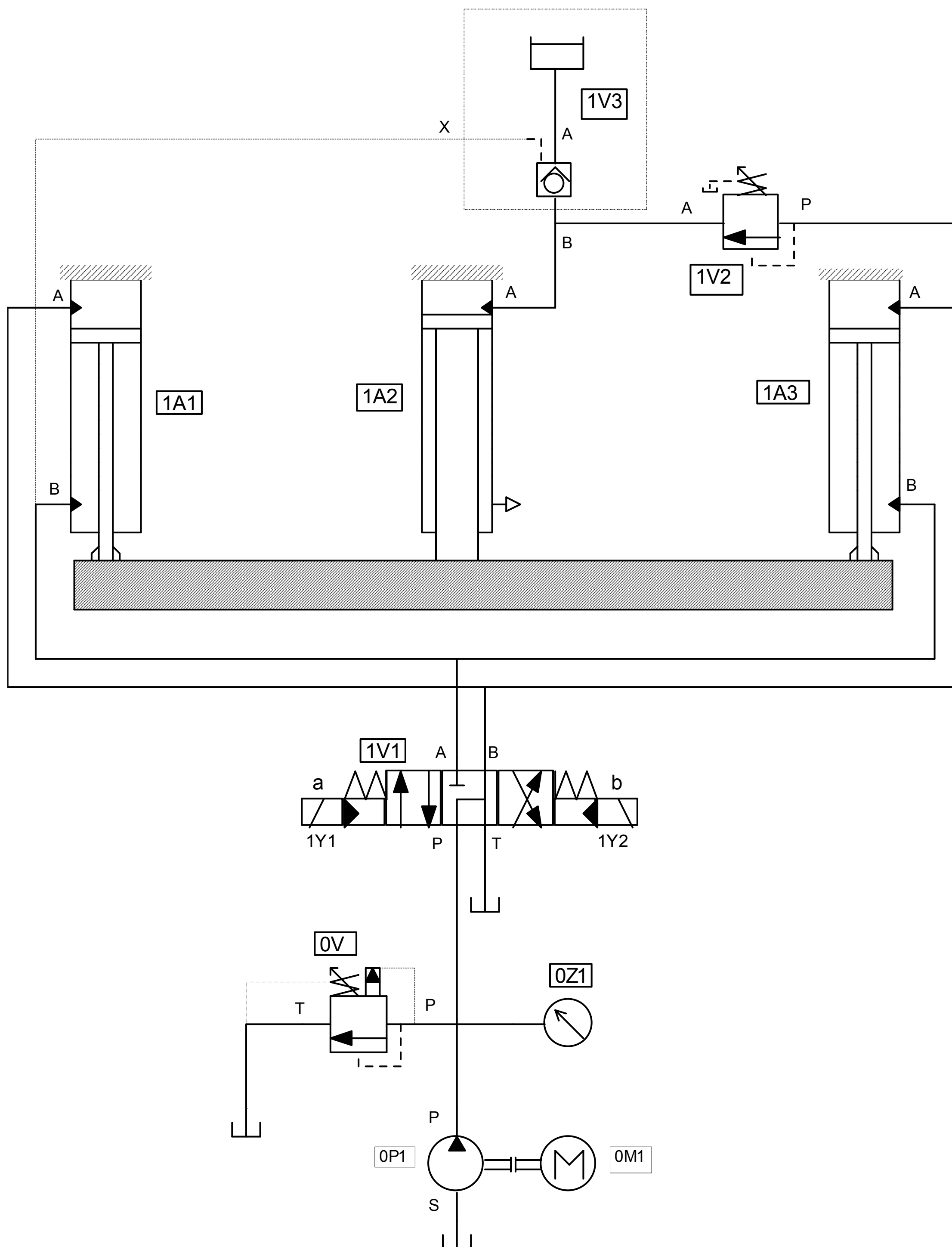


Figura 6-9. Esquema de la prensa hidráulica.

Al accionar la válvula 1V1 a su posición "b" los vástagos de los cilindros de doble efecto 1A1 y 1A3 comienzan a salir. El vástago del cilindro de simple efecto 1A2 desciende por estar rígidamente unido a los vástagos de los cilindros 1A1 y 1A3 por la plataforma de la prensa. El caudal importante que necesita el cilindro 1A2, dado su tamaño, no lo proporciona la bomba sino un depósito situado encima a través de la válvula de prellenado 1V3. La presión requerida en este

movimiento es pequeña debido a que la fuerza solicitada se reduce tan solo al rozamiento en los cilindros, dado que se está trabajando en vacío.

En el momento en que la plataforma de la prensa toma contacto con la pieza a prensar, la presión aumenta. Cuando ésta alcanza el valor tarado en la válvula de secuencia 1V2 se abre el paso de P hacia A, permitiendo en ese momento que el caudal suministrado por la bomba pase hacia el cilindro 1A2 a una presión mayor pero con un caudal reducido.

En ese momento los tres cilindros, principalmente el central, realizan un gran esfuerzo con una velocidad muy reducida, hasta que llegan a su fin de carrera. El recorrido en el que se hace dicho gran esfuerzo es muy corto por lo que el volumen de aceite necesario será pequeño.

Dicha bomba, de caudal constante, puede ser pequeña porque no tiene que proporcionar el caudal necesario para el movimiento en vacío del cilindro 1A2. Una vez terminado el conformado de la pieza se deberá mandar alguna señal eléctrica para pilotar el solenoide 1Y1 de 1V1. Entrará aceite por las cámaras B de los cilindros 1A1 y 1A3, al mismo tiempo que se pilotará X de la válvula de prellenado para que el fluido pueda pasar del cilindro 1A2 hacia el depósito de dicha válvula. De esta manera se consigue que suba la plataforma de la prensa.

6.7 Taladrado con diferentes velocidades de avance

Se trata de automatizar el avance de un taladro (figura 6-10). Al realizar el taladrado con brocas de gran diámetro, es necesario, en primer término realizar un avance rápido en vacío y luego obtener velocidades de avance constantes y de ajuste fino. El movimiento de retorno puede ser iniciado presionando un segundo pulsador o bien por un detector magnético de fin de carrera.

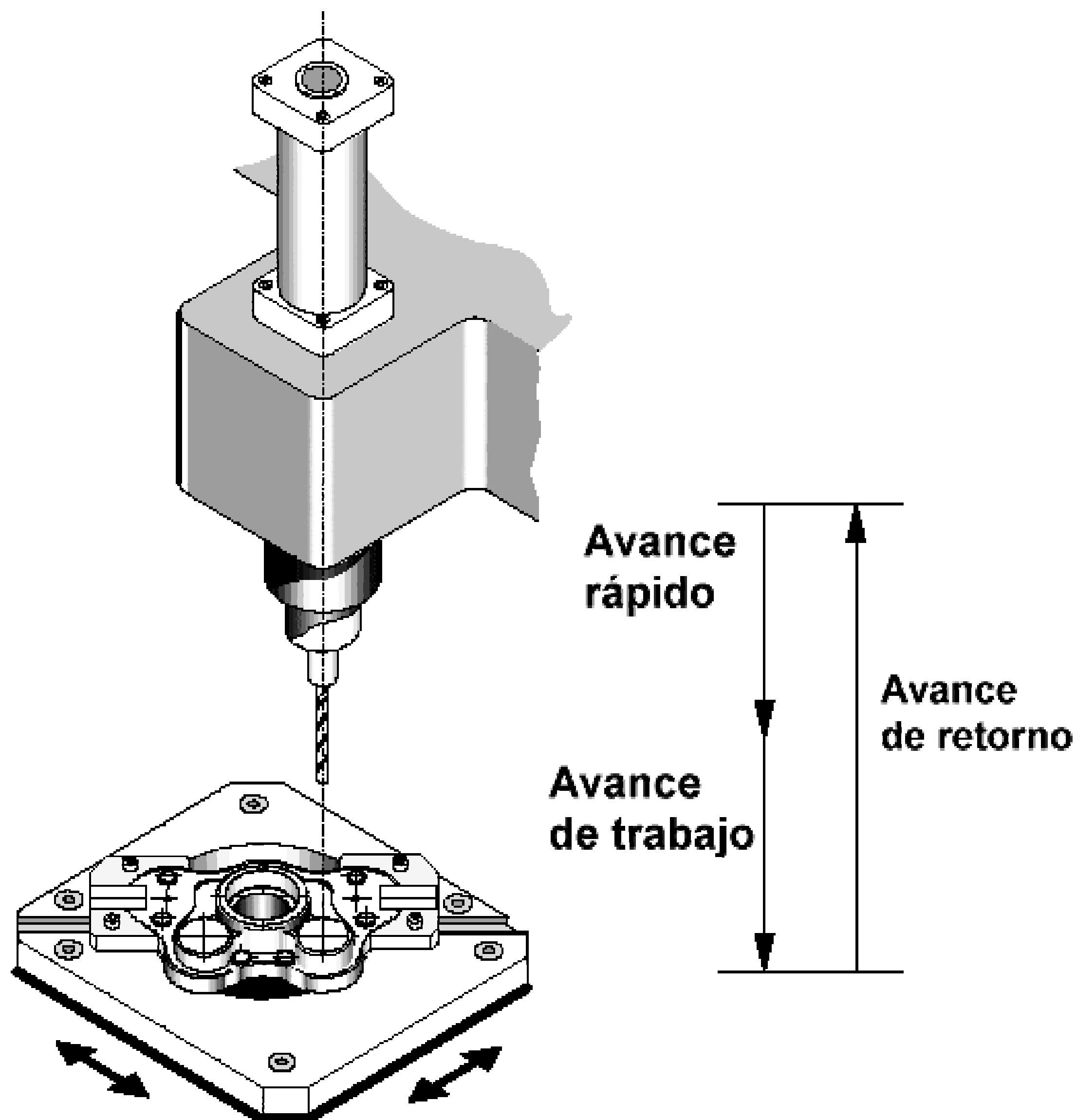


Figura 6-10. Taladrado con 2 avances diferentes.

En las figuras 6-11 y 6-12 se acompañan los esquemas de los circuitos hidráulico y eléctrico. El lector sabrá interpretar dichos esquemas teniendo en cuenta todo lo explicado anteriormente.

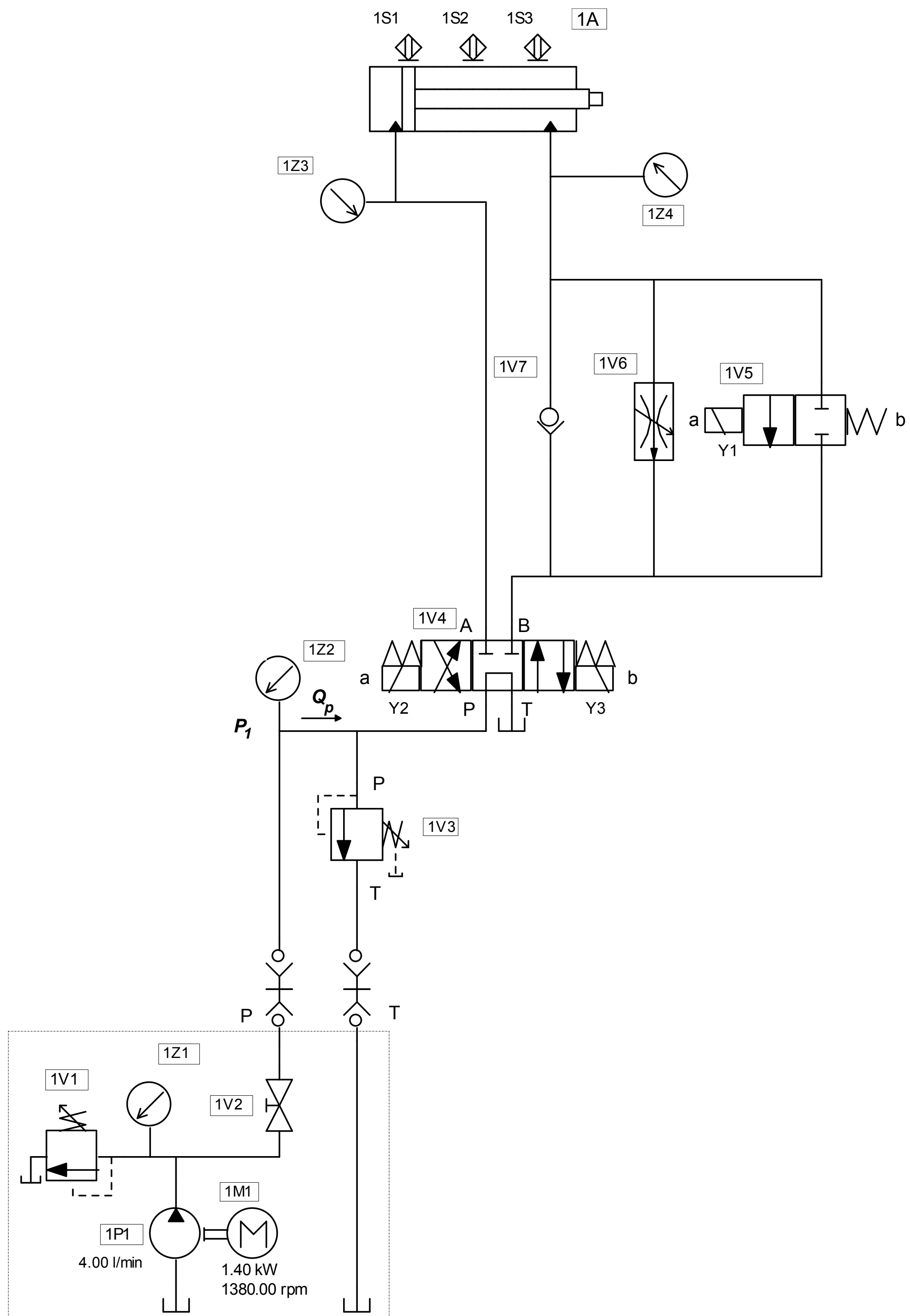


Figura 6-11. Esquema neumático.

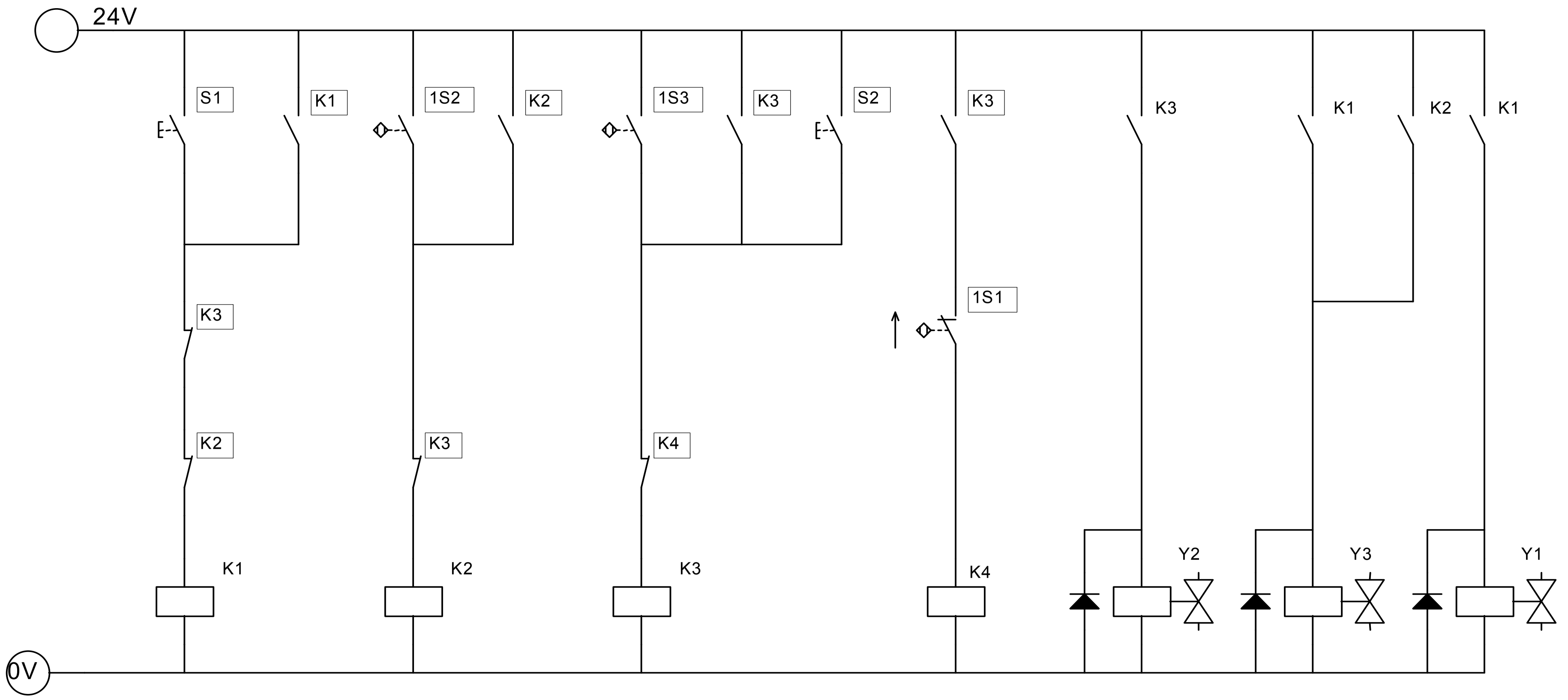


Figura 6-12. Esquema eléctrico.

6.8 Circuitos para un motor hidráulico

Como se ha indicado en el apartado 4.3 los motores hidráulicos requieren la aportación de aceite a presión mediante una bomba. En la figura 6-13 se presenta un circuito muy esquemático que contiene la alimentación del aceite, una válvula distribuidora y el motor hidráulico. Invirtiendo la válvula se consigue que el motor gire en los dos sentidos.

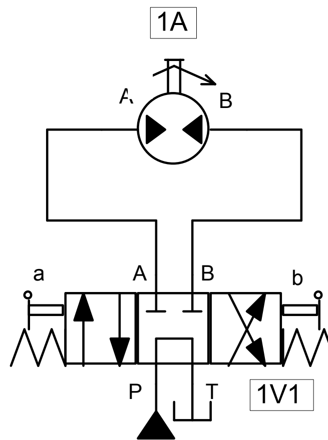


Figura 6-13. Accionamiento de un motor hidráulco.

Con los motores hidráulicos se debe tener una precaución importante. Cuando en el circuito indicado se pone la válvula en la posición intermedia con el fin de parar el motor, éste tiene una inercia que puede producir cavitación en la entrada y una importante sobrepresión en su salida.

Para evitar estos problemas se usa un circuito como el de la figura 6-14 que pasamos a describir a continuación. Se coloca una válvula de secuencia 1V2 que se suele denominar en este tipo de circuitos válvula de freno. La misión de esta válvula es abrir el paso hacia tanque en cuanto la presión alcance un valor previamente tarado. Además se incluyen 4 válvulas antirretorno (1V3, 1V4, 1V5 y 1V6) dispuestas de tal forma que la válvula 1V2 trabaja de igual forma independientemente del sentido de giro del motor. Con ello solucionaríamos el problema de la sobrepresión en la salida del motor pero no el de la cavitación en la entrada.

Para solucionar el problema de la cavitación, se aprovecha la posición central de la válvula distribuidora que es de recirculación P-T y se añade una válvula antirretorno con muelle (1V7), pretensada de forma que en la conexión T de la válvula 1V2 haya una cierta presión de unos pocos bar. Esta presión será la que fluya hacia la zona de baja presión del motor a través de las válvulas antirretorno 1V5 o 1V6, dependiendo del sentido de giro, que impedirá la cavitación en la entrada del motor.

Figura 6-14. Esquema de un circuito de control de un motor hidráulico.

La aportación de aceite a presión a un motor hidráulico puede hacerse también mediante un circuito cerrado. En este circuito el aceite empleado por el motor retorna a la bomba. Sin embargo no es posible que el aceite trabaje en un circuito totalmente cerrado pues la temperatura del aceite se incrementaría debido a las pérdidas de carga, subiendo la presión de manera absolutamente inadmisible.

Para resolver tal problema una bomba auxiliar proporciona al circuito principal un caudal de aceite frío que sustituye de manera continua al mismo caudal, esta vez caliente, que de aquél se deriva a tanque.

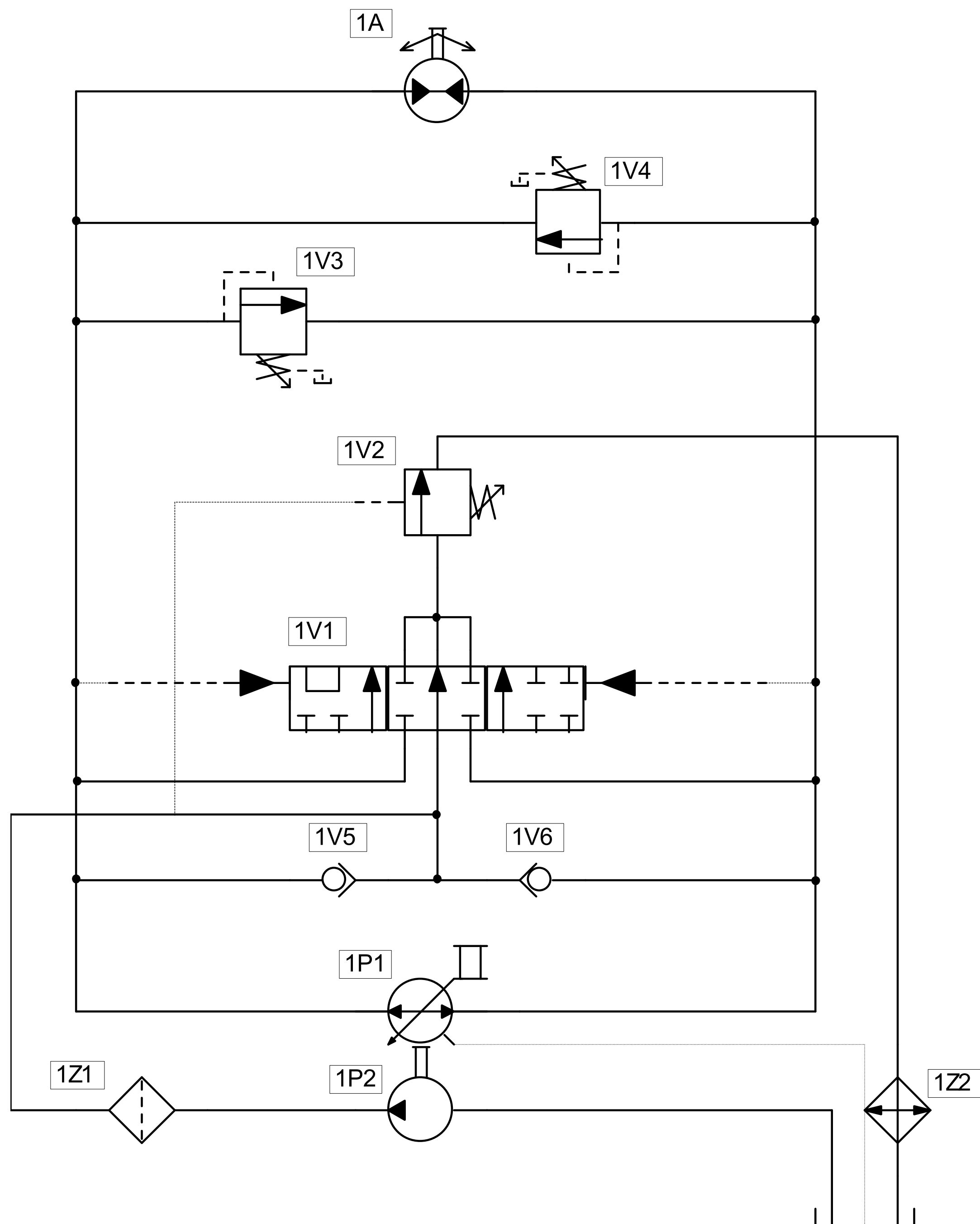


Figura 6-15. Esquema de un circuito de control de un motor hidráulico en circuito cerrado.

En la figura 6-15 se representa esta segunda solución de alimentación al motor, con circuito cerrado que consta de una bomba reversible de cilindrada variable; con ello el motor será igualmente reversible y podrá girar a diferentes velocidades. Como puede observarse el circuito es casi simétrico, estando repetida la válvula (de freno o de secuencia) limitadora de presión (1V3 y 1V4) y el antirretorno (1V5 y 1V6), con la finalidad precisamente que el motor sea reversible.

Las válvulas (de freno o de secuencia) limitadoras de presión (1V3 y 1V4) se abren cuando la presión en la entrada del motor sobrepasa un valor de consigna, derivando el caudal hacia la línea de baja presión. La presión aguas arriba del motor es tanto más alta cuanto mayor

sea el par que se le exija, pudiendo llegar a ser no tolerable. Además tienen la función de frenado del motor cuando el caudal de la bomba se hace nulo.

La renovación parcial del aceite se verifica de la manera siguiente. La línea de alta presión procedente de la bomba principal, que suponemos sea la de la izquierda, desplaza la válvula distribuidora (1V1) hacia la derecha y al mismo tiempo se abre la válvula limitadora (1V2) gracias a la presión producida por la bomba auxiliar (1P2). De esta manera el aceite procedente del motor se deriva hacia el refrigerador (1Z2) y a tanque. La bomba auxiliar (1P2) proporciona un caudal de aceite equivalente, a través del antirretorno (1V6) hacia la aspiración de la bomba. El antirretorno (1V5) estará cerrado por el aceite a presión de la línea de salida de la bomba.

Cuando la bomba proporciona un caudal cero el caudal de la bomba auxiliar se deriva hacia tanque a través de las válvulas distribuidora y limitadora (1V1 y 1V2).

Cuando la bomba y motor giren en el sentido contrario las cosas sucederán de manera análoga.

Como puede observarse la válvula distribuidora es 6/3, siendo tres vías de entrada y las tres de salida comunicadas entre si.

6.9 Circuito completo con la mayor parte de símbolos ISO 1219

En las figuras 6-16, 6-17 y 6-18 se acompaña un circuito hidráulico más completo que además de contener varios actuadores representados según ISO 1219, contiene diversa información necesaria para entender el circuito y realizar una correcta puesta en marcha. Estos detalles son: características del aceite, capacidad del tanque, potencia del motor eléctrico, diámetros y espesores de las tuberías, presiones de tarado en las válvulas, características de filtros, actuadores, etc.

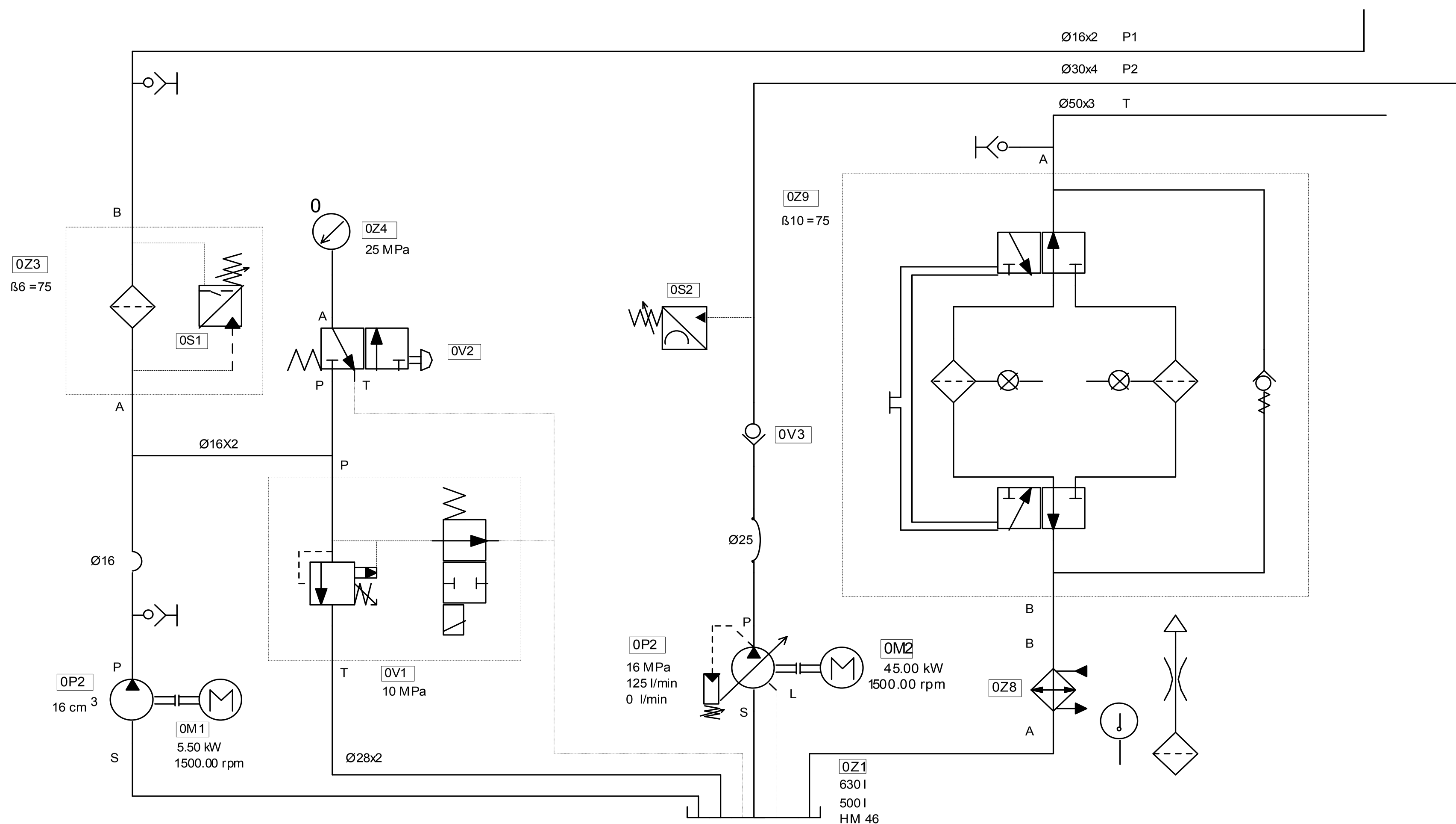


Figura 6-16. Parte del esquema referente al grupo hidráulico.

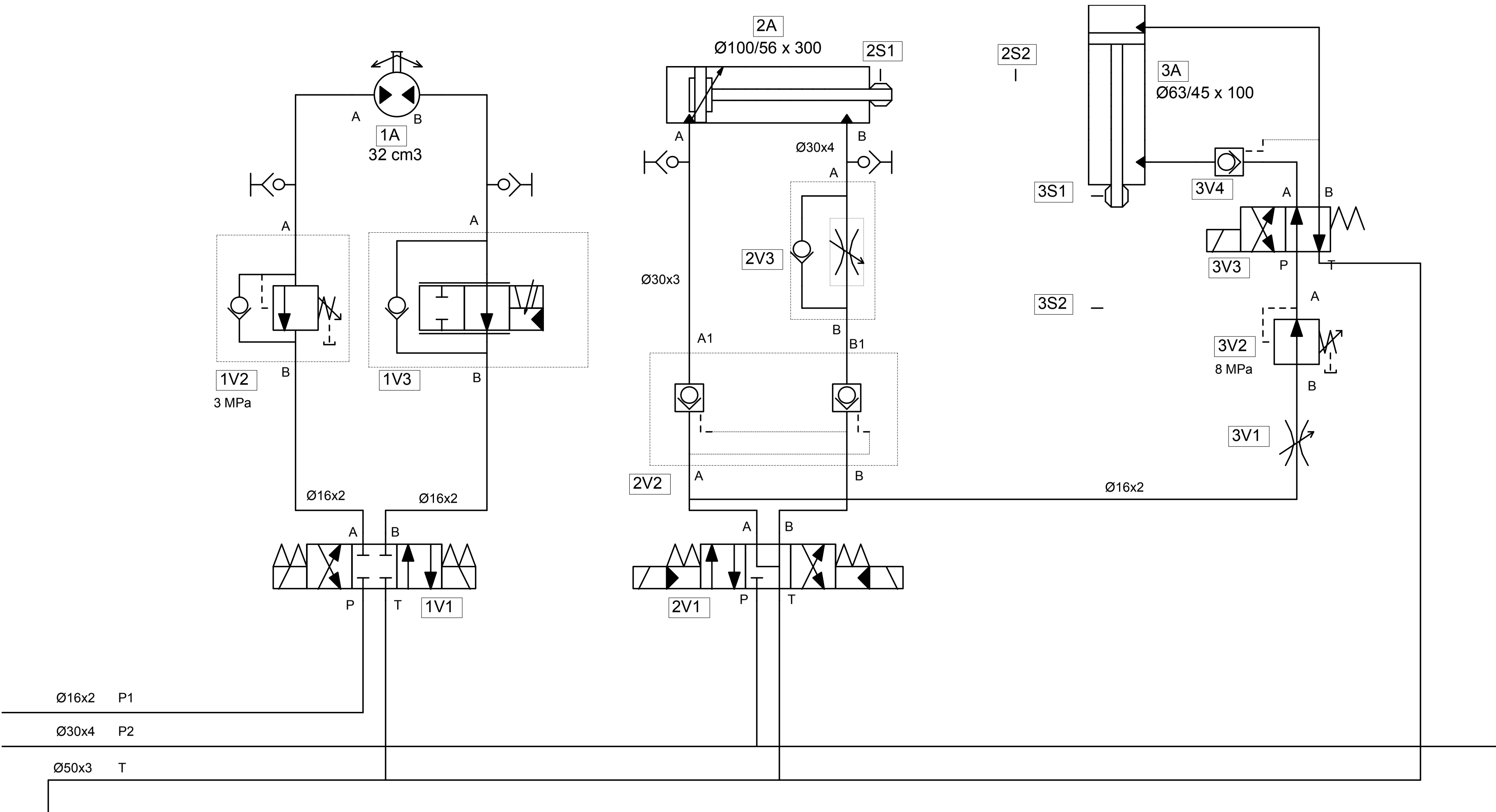


Figura 6-17. Segunda parte del esquema

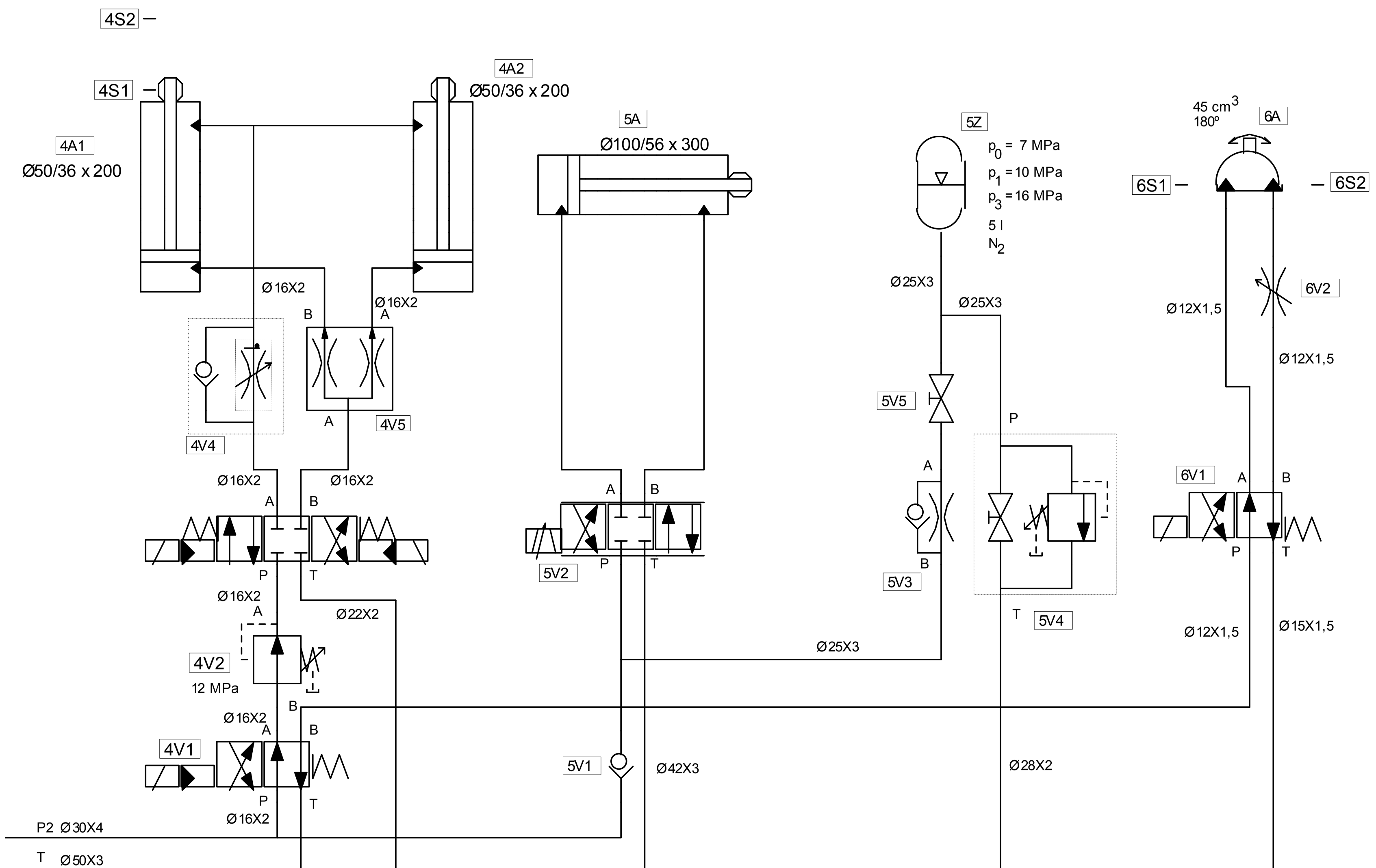


Figura 6-18. Tercera parte del esquema

7. HIDRÁULICA PROPORCIONAL Y SERVOHIDRÁULICA

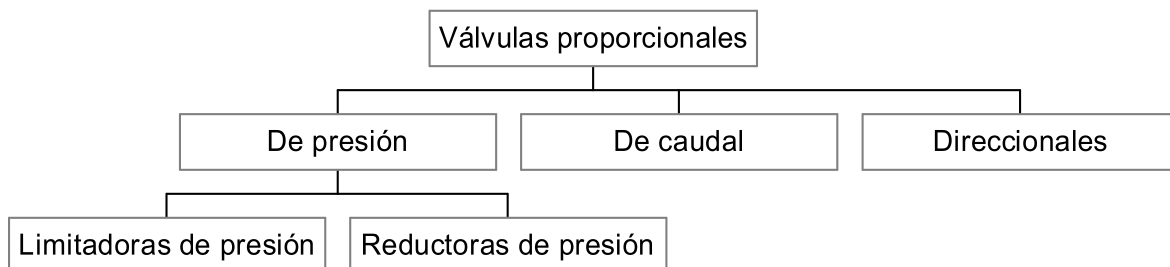
Como ya se ha indicado anteriormente (capítulo 1) existe una hidráulica muy desarrollada, sobre todo en su parte electrónica, con la que se obtiene una mayor precisión tanto en velocidad y esfuerzos como en el posicionamiento.

Se trata de las tecnologías denominadas hidráulica proporcional y servohidráulica que se distingue de la convencional porque utilizan válvulas esencialmente diferentes.

7.1 Válvulas proporcionales

Todas las válvulas que se han visto hasta ahora, que han sido llamadas convencionales, son todo-nada, es decir actúan tan solo en posiciones extremas; pues bien, existen otras válvulas que pueden ocupar todo el rango de posiciones intermedias, nos referimos a las válvulas proporcionales, que tienen la gran ventaja de poder regular las variables de una manera extraordinariamente más precisa.

Dichas válvulas pueden clasificarse en direccionales, de presión y de caudal.



Son dos, las diferencias esenciales entre las válvulas convencionales y las proporcionales, el tipo de electroimán que las maniobra y la forma de la corredera.

En las válvulas convencionales los electroimanes al recibir una excitación hacen cambiar la posición de la corredera de una posición determinada a otra, no existiendo posibilidad de mantener la corredera en posiciones intermedias.

En las válvulas proporcionales los electroimanes pueden recibir una intensidad variable, ocupando la corredera una posición intermedia cualquiera, proporcional a aquélla.

Existen dos tipos de electroimanes, aquéllos en los que al variar la intensidad regulan el desplazamiento de la corredera y los que al modificar la intensidad regulan la fuerza que realiza el electroimán.

Los imanes proporcionales, se pueden utilizar de dos formas: con regulación de fuerza, permaneciendo la posición de su núcleo casi invariable y, por tanto, la carrera; y con regulación de carrera, produciendo una fuerza simultáneamente con una carrera de trabajo.

Además, las válvulas proporcionales disponen de una corredera con una geometría especial. En las válvulas convencionales la corredera está formada por cilindros de corta longitud coaxiales de diferente diámetro, dispuestos consecutivamente, con saltos bruscos entre ellos. Como diferencia las válvulas proporcionales poseen en los cilindros de mayor diámetro unas muescas o incisuras de forma variable, tal como se aprecia en las figuras 7-1 a 7-4.

Con esta solución se consigue modificar lentamente la sección de paso, y de esta manera obtener una regulación todavía más fina del caudal.

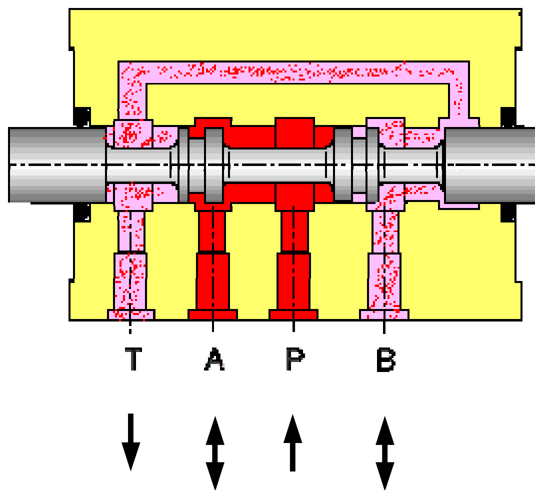


Figura 7-19 Corredera de una válvula convencional

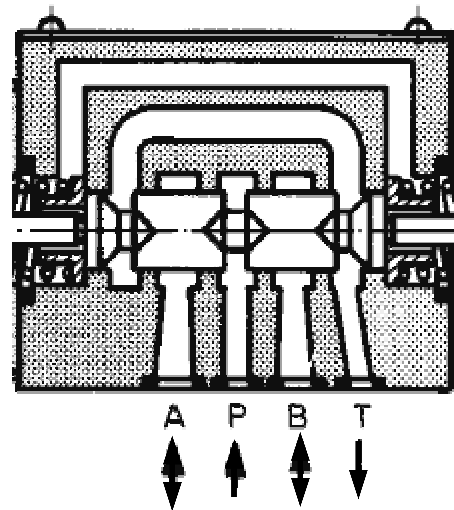


Figura 7-20 Muesca triangular de una válvula proporcional

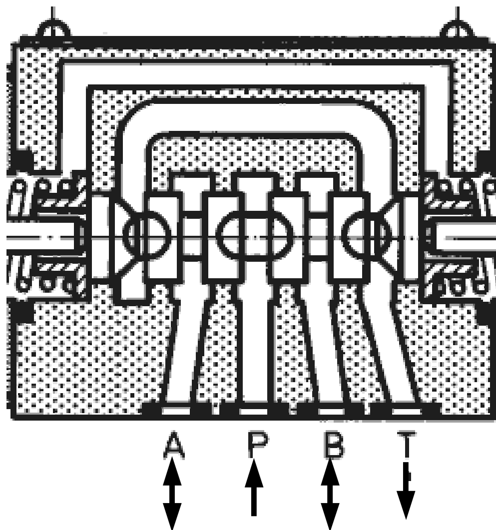


Figura 7-21 Muesca circular de una válvula proporcional

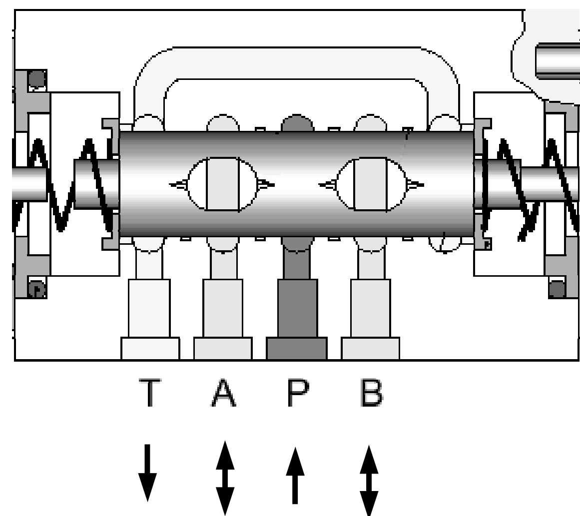


Figura 7-22 Muesca mixta circular-triangular. de una válvula proporcional

7.1.1 Control de las válvulas proporcionales

Las válvulas proporcionales necesitan una señal eléctrica analógica de entrada como consigna. Dicha señal debe ser en intensidad, ya que los imanes proporcionales se desplazan o realizan fuerza en función de dicha variable. Como se suele trabajar con señales analógicas medidas en voltios, se necesita un amplificador que será el que mande la señal en mA hacia el solenoide proporcional, éste traducirá esa señal en fuerza o desplazamiento del núcleo del solenoide que a su vez actuará sobre la válvula proporcional y modificará la variable a controlar en el fluido hidráulico (figura 7-5).

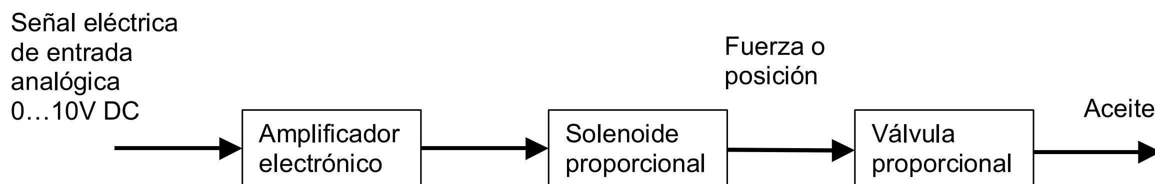


Figura 7-23. Mando de una válvula proporcional en lazo abierto.

Para realizar un control de presión se requiere una realimentación con la señal proveniente de un sensor de presión, que comparará la consigna en V con la señal del sensor también en V. El error generará una señal hacia el amplificador y posteriormente hacia la válvula proporcional de presión (figura 7-6).

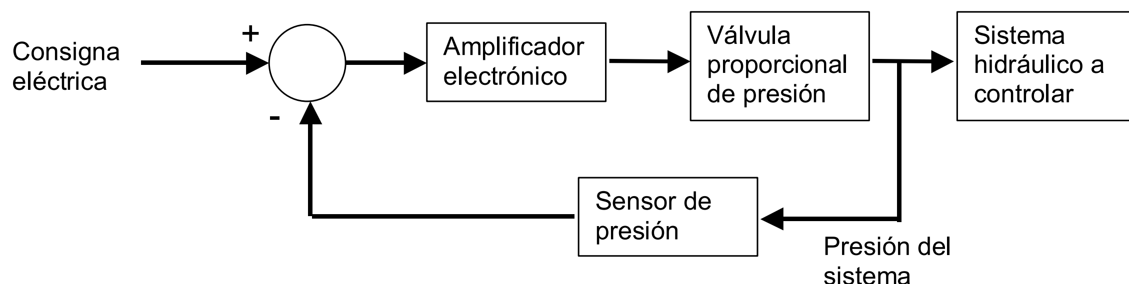


Figura 7-24. Control de la presión de un sistema hidráulico con una válvula proporcional de presión.

Para realizar un control de la posición o de la velocidad de un actuador hidráulico se usará una válvula proporcional direccional y la señal de realimentación será bien de un sensor de desplazamiento bien de un sensor de velocidad (figura 7-7).

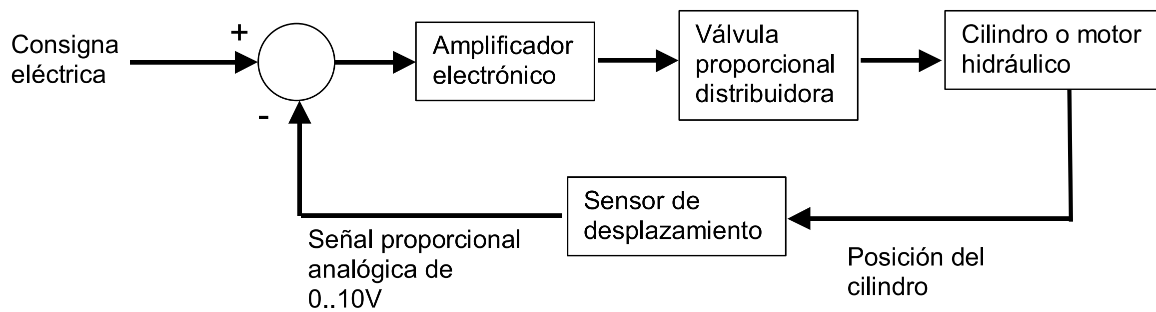


Figura 7-25. Control de la posición de un cilindro mediante una válvula proporcional distribuidora.

7.1.2 Válvulas proporcionales direccionales

Las válvulas proporcionales direccionales cumplen la función de señalar la dirección del aceite, como las válvulas direccionales convencionales, pero, como ya se ha dicho, con la posibilidad de regular el caudal que circula por ellas.

Pueden ser mandadas directamente o prepilotadas; éstas disponen de una válvula auxiliar que suele ser una válvula proporcional limitadora de presión.

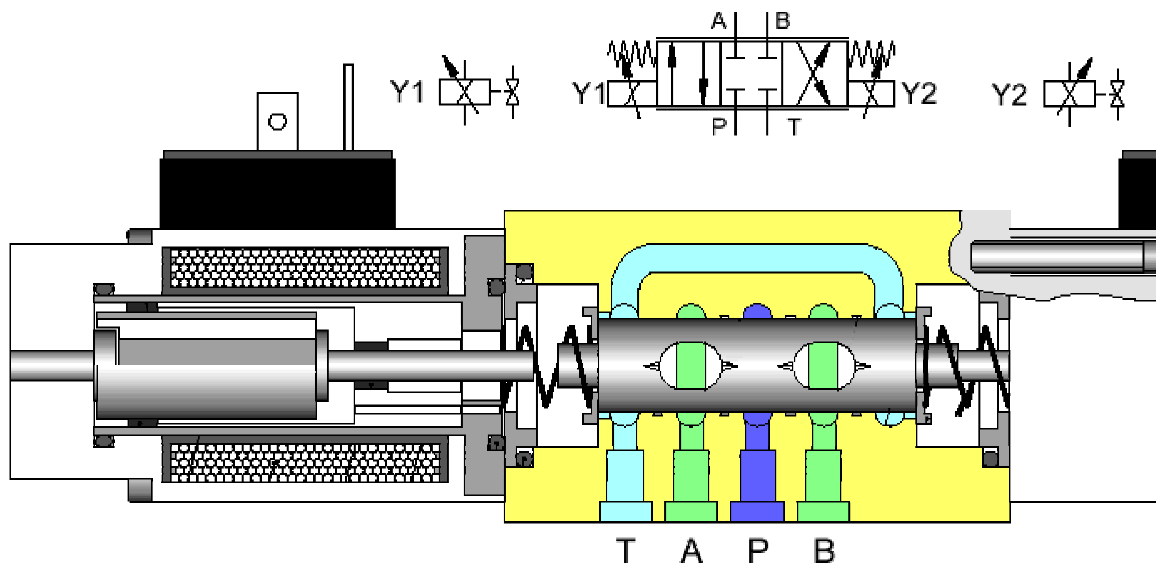


Figura 7-26. Válvula proporcional direccional.

La sección de la figura 7-8 representa una válvula proporcional 4/3 en la posición central. La corredera es actuada directamente por las bobinas proporcionales ubicadas en los dos laterales. La corredera se mantiene en la posición central, centrada por medio de los dos muelles, cuando no existe señal eléctrica en ninguna de las dos bobinas. Si una de las dos bobinas recibe una señal analógica se generará una fuerza que desplazará el núcleo de la bobina que, a su vez, moverá la corredera de la válvula en el mismo sentido al de la aquélla. La fuerza que hace el solenoide es proporcional a la intensidad eléctrica recibida y se equilibrará mediante la fuerza de

compresión del muelle del lado opuesto a la bobina activada. Así a mayor intensidad recibida por la bobina mayor será el desplazamiento hasta que la fuerza del muelle la equilibre.

Si recibe señal el solenoide de la izquierda, el flujo de aceite irá de P hacia A y desde B hacia T. Si recibe señal el solenoide de la derecha, el flujo de aceite irá de P hacia B y desde A hacia T. Si ninguna bobina recibe señal la corredera no se desplazará y las conexiones serán aquellas para las que este preparada la corredera, en el caso de la figura 7-8 se interrumpirá el paso de la aceite en todas las vías.

El caudal que se controla mediante el movimiento de la corredera depende, además de la posición de ésta en sí, de la geometría de la muesca de control, conocida como canto de control. La sección de paso del estrangulamiento depende de la posición de la corredera. Así pues el caudal dependerá de la intensidad recibida por la bobina y de la geometría del canto de control. Una muesca de control en V produce una modificación exponencial de caudal. Una muesca rectangular produciría una variación lineal del caudal. Pero como es sabido el caudal depende también de la diferencia de presión entre la entrada y salida de la válvula y de la viscosidad del fluido: a mayor diferencia de presión, mayor caudal y a mayor viscosidad menor caudal.

Las válvulas proporcionales se representan también según la norma ISO 1219; su representación es la misma que la de las convencionales pero añadiendo, en las partes inferior y superior de los rectángulos que indican las diferentes situaciones de funcionamiento, sendas rayas paralelas.

En la figura 7-9 se comparan dos circuitos hidráulicos análogos uno trabajando con una válvula direccional convencional y el otro con proporcional. Como se observa en el segundo se prescinde de las válvulas de caudal o restrictoras ya que la válvula proporcional cumple la misión de ellas con creces.

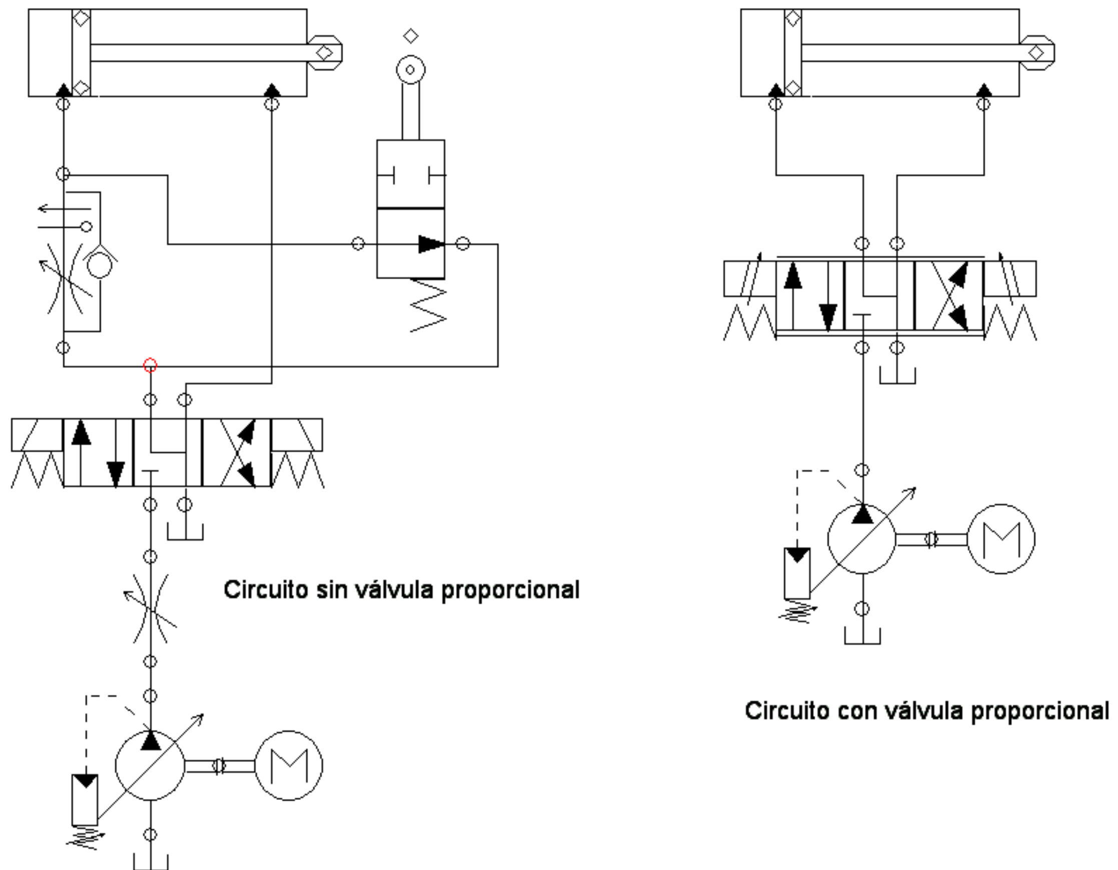


Figura 7-27. Comparación hidráulica convencional y proporcional

Las curvas características que definen el comportamiento de una determinada válvula proporcional se acompaña en la figura 7-10. Como se puede apreciar en la figura las perdidas de carga en este tipo de válvulas son importantes, mayores que en las convencionales.

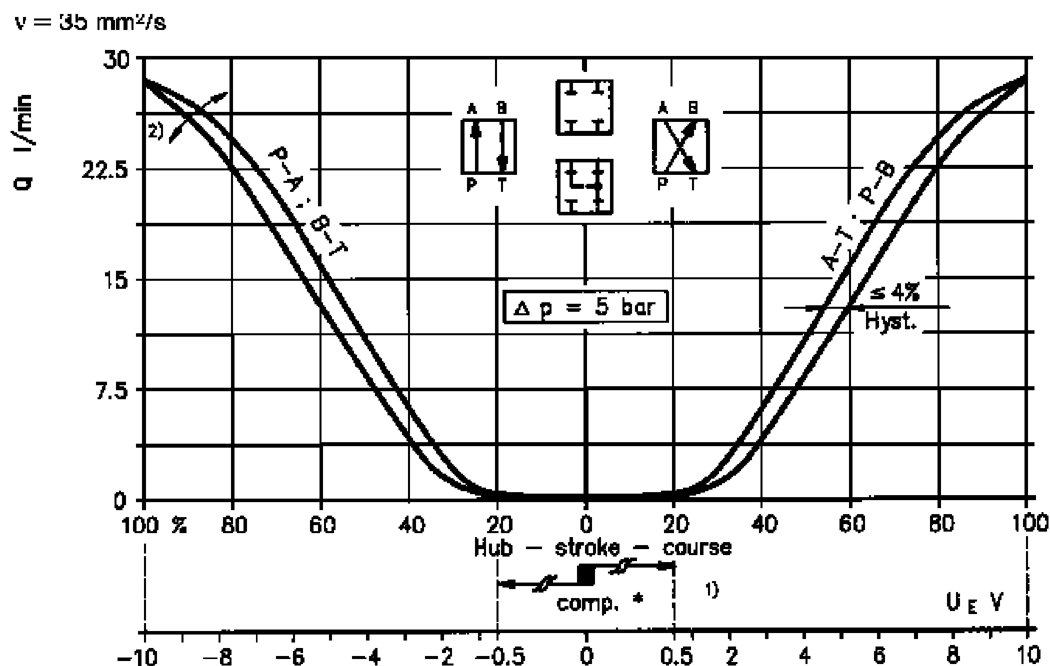


Figura 7-28. Curva característica de una válvula proporcional direccional

Si se desea obtener un caudal constante para conseguir una velocidad fija en un cilindro, tal como se consigue con válvulas convencionales (5.4), basta disponer de una balanza de presión a la entrada de la válvula direccional proporcional (figuras 7-11 y 7-12).

La balanza de presión consta de una válvula reductora de presión y una válvula "o" para trabajar respectivamente con A o B. El funcionamiento es análogo al explicado en las válvulas reguladoras de caudal donde la válvula estranguladora (5.4). es sustituida por la válvula proporcional.

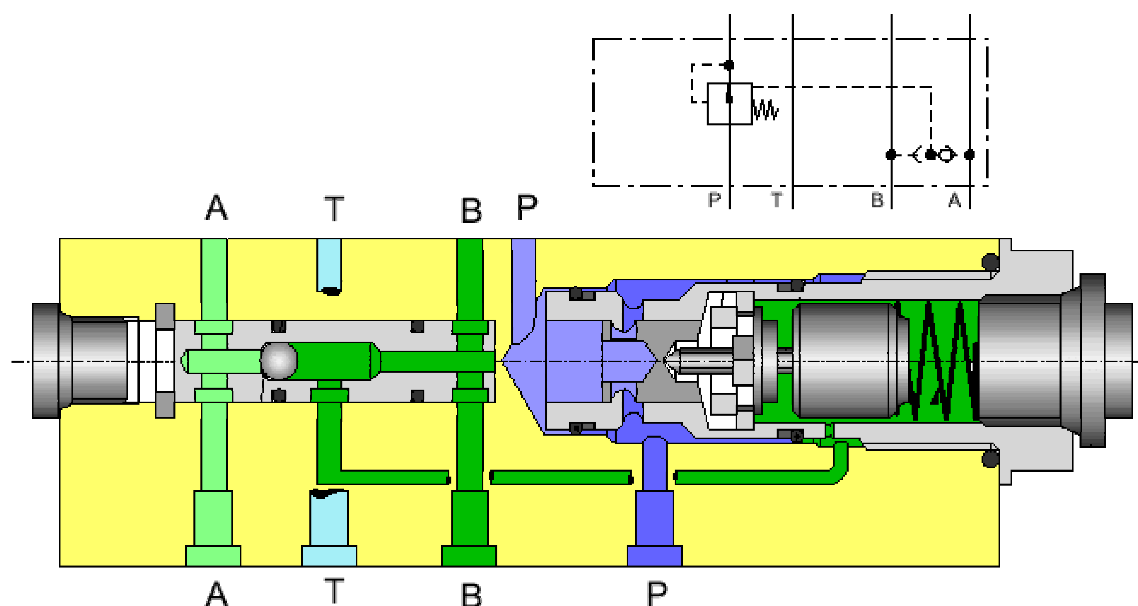


Figura 7-29. Balanza de presión para válvula proporcional

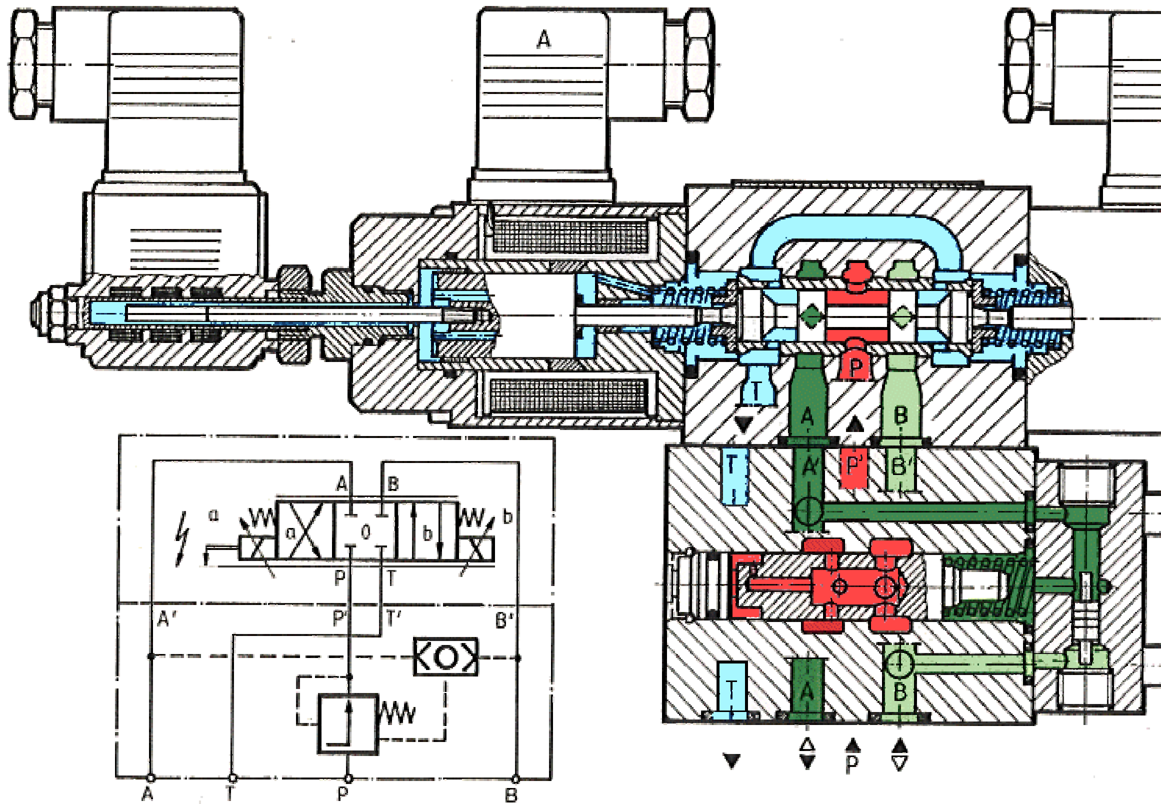


Figura 7-30. Conjunto válvula proporcional-balanza de presión.

7.1.2.1 Válvula limitadora de presión

Esta válvula proporcional es análoga a la correspondiente convencional y con idéntica misión, limitar la presión de un sistema a un valor de consigna. La diferencia estriba en que la válvula convencional modifica la presión de tarado mediante un muelle mientras que la proporcional lo realiza gracias a un solenoide.

El solenoide proporcional (figura 7-13) crea una fuerza hacia la izquierda proporcional a la intensidad recibida por la bobina (1). Esta fuerza se transfiere mediante el vástago (2) al cono de cierre (3). Este cono posee dos superficies enfrentadas, la primera, situada en su izquierda, está en contacto directo con la vía P; la segunda, corresponde a la sección del agujero y del muelle del vástago (4), que también se encuentra a la misma presión, vía un canal interno.

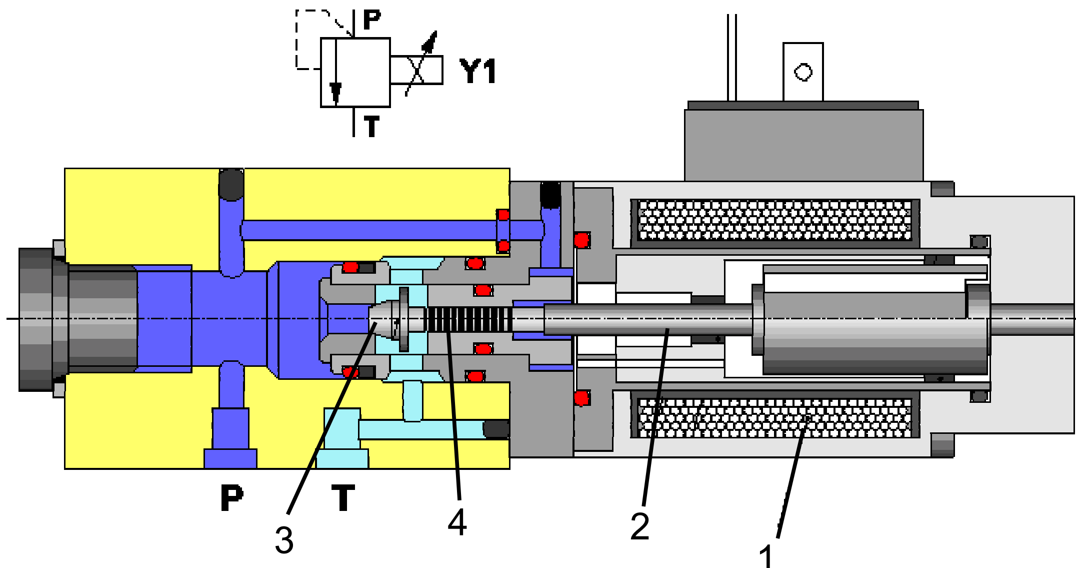


Figura 7-31. Válvula proporcional limitadora de presión.

Según la fuerza que realice el vástago del solenoide sobre el cono de cierre será necesaria una presión en P mayor o menor para efectuar la apertura de P a T, es decir será diferente la presión de apertura. En la figura 7-13 se representa la válvula en posición cerrada.

Como en el caso de todas las válvulas proporcionales se obtiene un grado de exactitud notablemente superior que en las convencionales.

En la figura 7-14 se representa la presión de apertura de determinadas válvulas limitadoras de presión proporcionales comerciales en función de la intensidad recibida por su bobina.

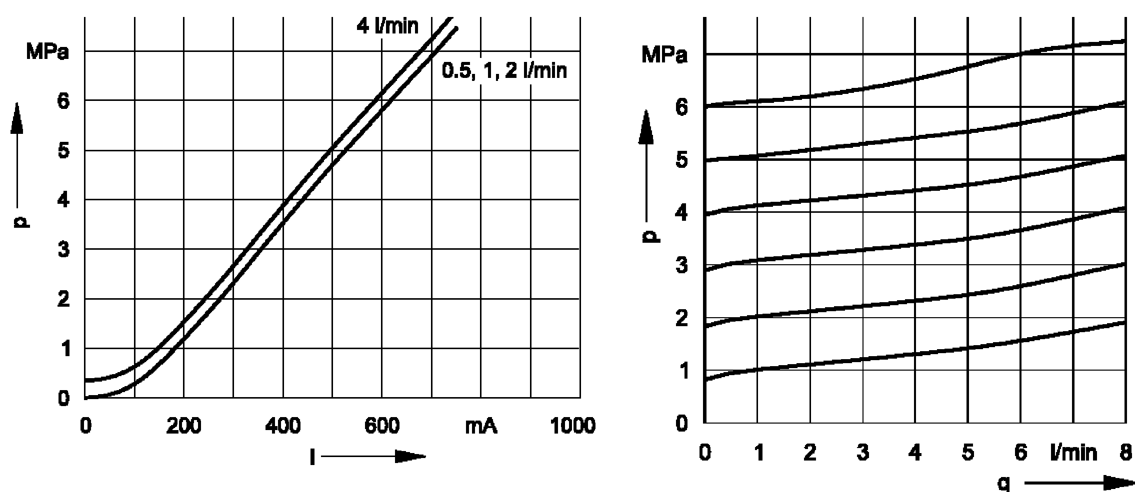


Figura 7-32. Curva característica de una válvula proporcional limitadora de presión.

7.1.2.2 Válvula reductora de presión

Esta válvula proporcional tiene la misma misión que su análoga convencional, es decir, reducir la presión aguas abajo a un valor constante de consigna independientemente de la presión existente aguas arriba, siempre que ésta sea mayor que la de tarado.

Está compuesta de una válvula reductora de presión convencional y de una limitadora de presión proporcional, que en esta ocasión hace el papel de válvula piloto (figura 7-15).

El aceite que entra por la vía P de la válvula reductora convencional circula hacia A, a través de la restricción (1) produciendo una determinada reducción de la presión. Por otra parte dicho aceite circula a través de un restrictor (2) hacia el cono de cierre (3) de la válvula proporcional y hacia la cámara (4) de la válvula reductora.

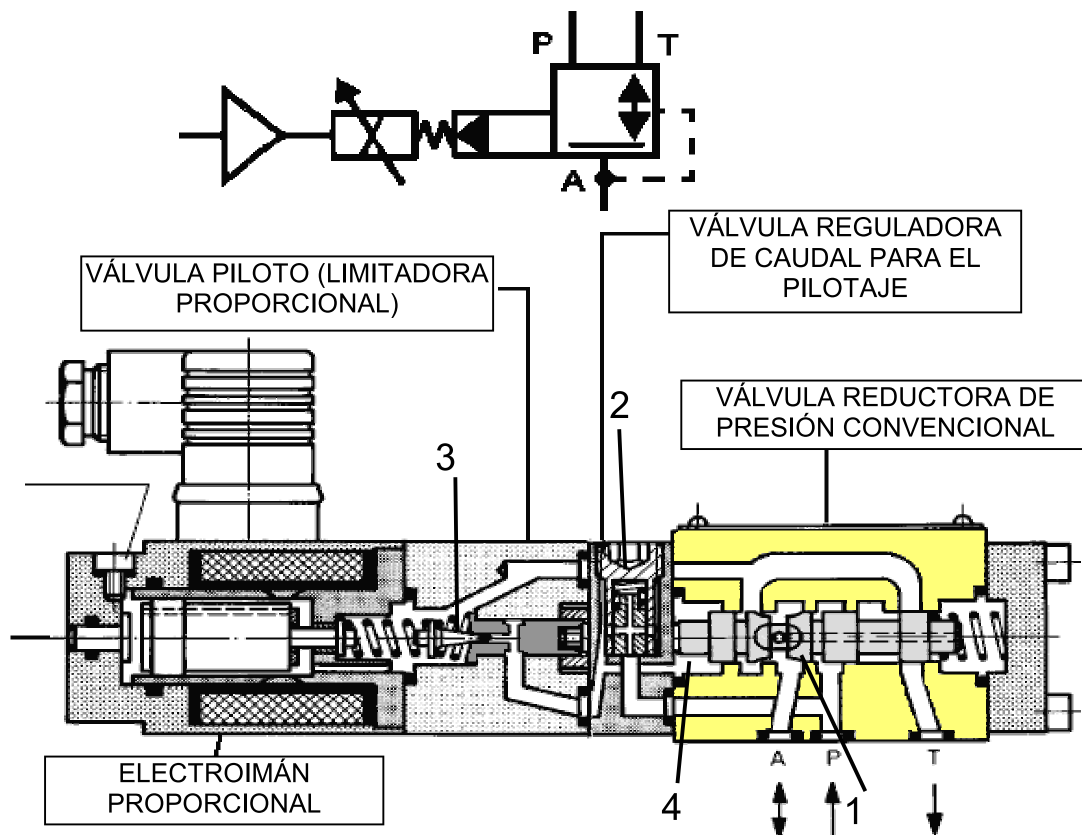


Figura 7-33. Válvula proporcional reductora de presión.

Si no se alcanzase la presión de apertura de la válvula limitadora, la presión en (4) sería equivalente a la de la vía P de la válvula reductora, alcanzándose un equilibrio en la posición de su corredera, y una reducción de la presión determinada.

En el caso en que la presión en (3) superase la presión de apertura de la válvula limitadora, ésta se abriría y circularía el aceite hacia tanque, reduciéndose la presión en (4) y

desplazándose la corredera de la válvula reductora hacia la izquierda, cerrándose algo el restrictor (1) aumentando la pérdida de carga en él y disminuyendo la presión en A.

La presión limitada en la válvula piloto actúa sobre la corredera de la válvula reductora de presión sustituyendo al resorte de las válvulas reductoras convencionales. Como la presión del servopilotaje es proporcional a la intensidad del electroimán se obtendrá, así mismo, un equilibrio de fuerzas en la corredera de la válvula reductora en una posición u otra consiguiendo una reducción de la presión mayor o menor. Se puede decir que la válvula limitadora piloto hace las veces del accionamiento manual en la válvula convencional.

En la figura 7-16 izquierda se representa, en abscisas, la tensión, proporcional a la intensidad, recibida por la bobina de la válvula limitadora y en ordenadas la caída de presión en la reductora, expresada en % sobre la presión máxima.

En la figura 7-16 derecha se indican los caudales que circulan de P a A y de A a T en función de la caída de presión en la válvula.

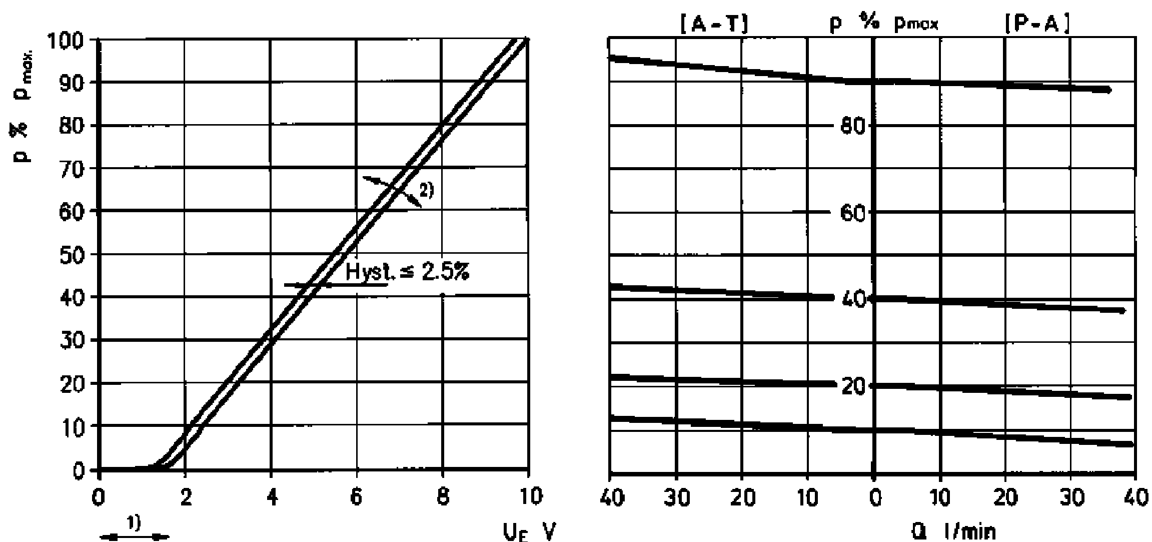


Figura 7-34 Curva característica de una válvula proporcional reductora de presión.

7.1.3 Válvula proporcional de caudal

Se trata de una válvula reguladora de caudal con su correspondiente balanza de presión, que en lugar de ser regulada manualmente mediante un tornillo, como en su equivalente convencional, en las válvulas proporcionales se efectúa gracias a un imán proporcional (figura 7-17). En la figura 7-18 se acompaña la curva característica de una determinada válvula limitadora de caudal proporcional comercial, figurando en abscisas la tensión que recibe y en ordenadas el caudal que trasiega.

Válvula proporcional de caudal de 3 vías

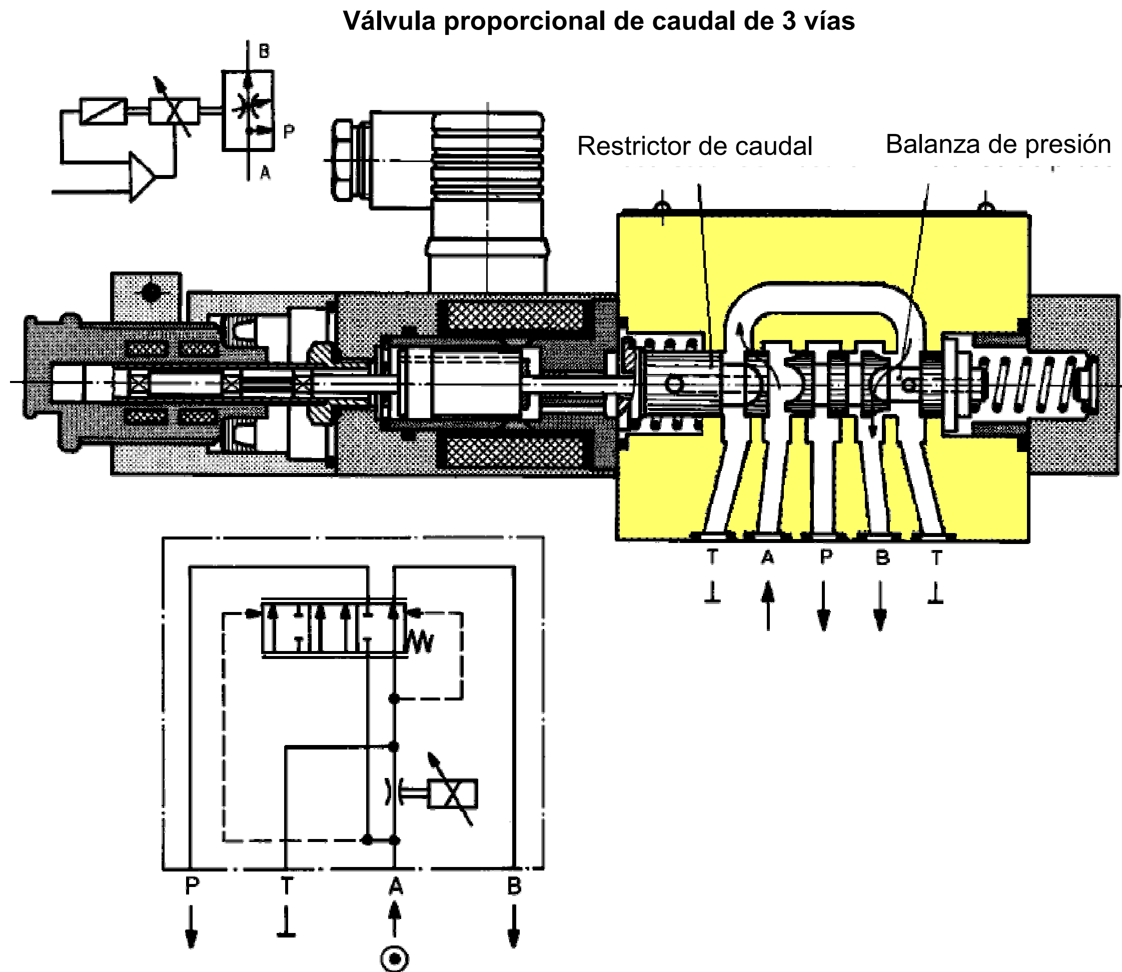


Figura 7-35. Válvula proporcional de caudal de 3 vías

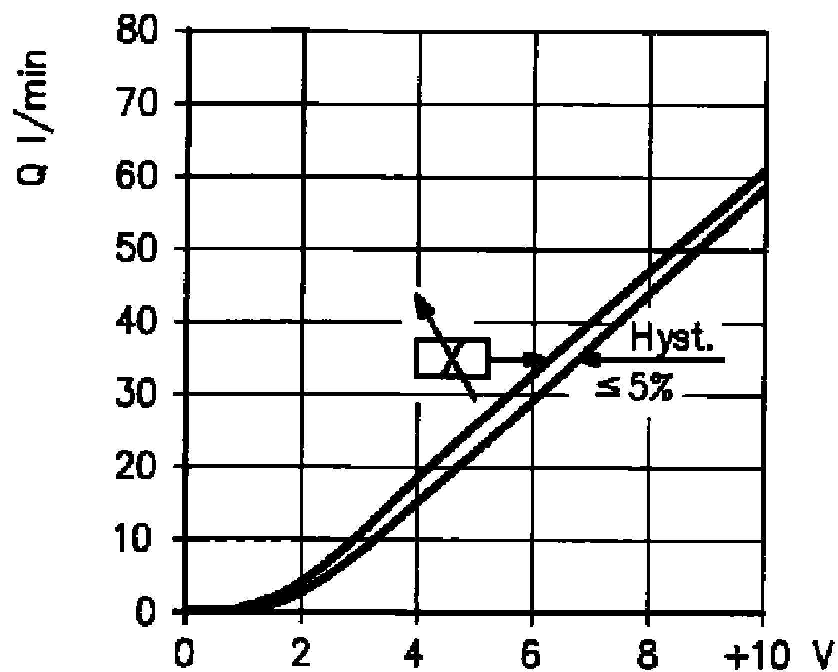


Figura 7-36. Curva característica de una válvula proporcional de caudal

7.2 SERVOVÁLVULAS

Las servoválvulas no sólo son aptas para el mando, como las válvulas proporcionales, sino que también sirven para la regulación.

Se recuerda que mandar significa dar una orden para que se pongan los medios con el fin de conseguir un objetivo, pero la consecución de éste no es controlada y aunque no se obtenga el objetivo con exactitud los medios no sufren correcciones. Sin embargo regular lleva consigo, además de dar la orden para que se pongan los medios para conseguir un objetivo, se controla la consecución de éste, y si no se cumple, se realizan las correcciones pertinentes hasta conseguirlo.

Las servoválvulas disponen de una retroalimentación interna que cumplen la función de regulación descrita, de esta forma se obtiene en los circuitos hidráulicos que las utilizan un alto grado de exactitud, superior que con las válvulas proporcionales y muy superior que con las convencionales

Las servoválvulas constan de tres partes, el motor de mando (1), el amplificador hidráulico (2) y la válvula principal de corredera (3) (figura 7-19).

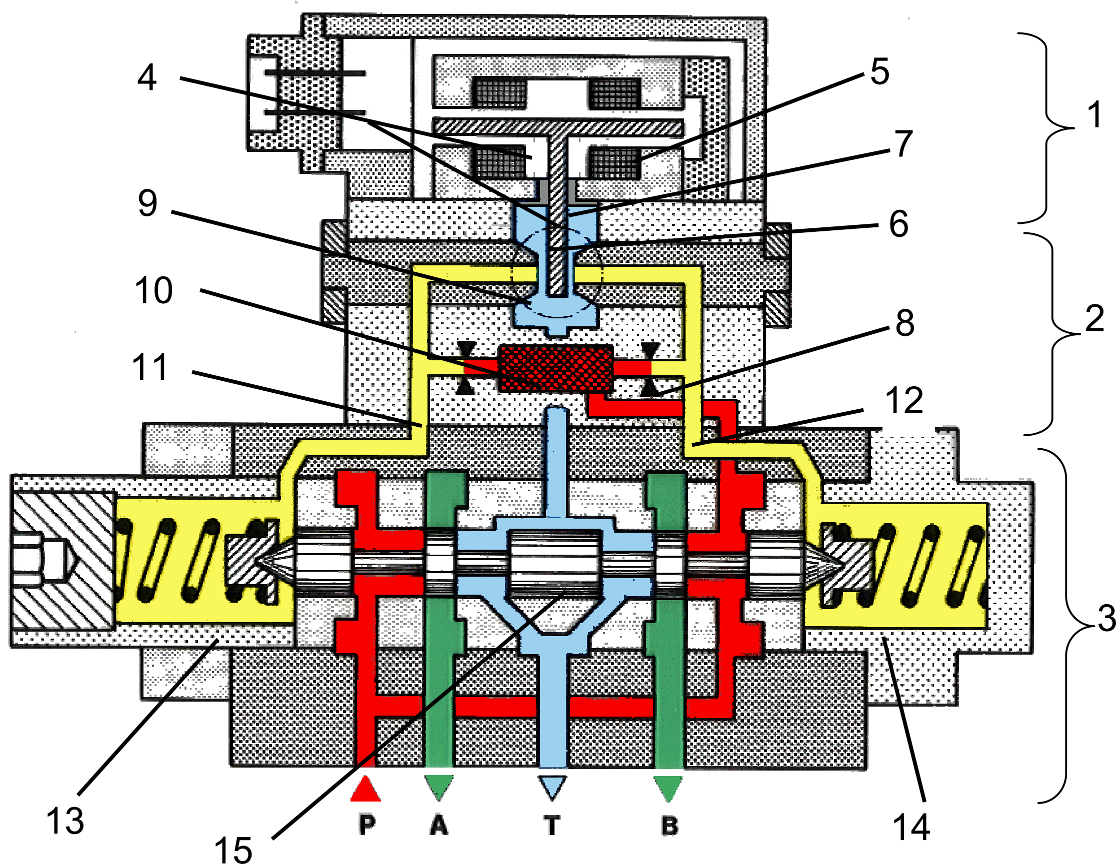


Figura 7-37. Servoválvula con retroalimentación por presión.

El motor de mando transforma una intensidad eléctrica recibida en un desplazamiento de un elemento especial (4) en forma de T, formado por un disco denominado ancora (5), que es la

parte superior de la T, y una placa (6) centrada y perpendicular al disco, que hace de pata de la T. Esta placa, denominada de choque, está envuelta en un tubo elástico de paredes delgadas (7), que tiene la misión de un resorte.

Cuando el motor de mando recibe una señal eléctrica el ancora gira sobre uno de sus diámetros, que hace de eje de giro, desplazándose con ello la placa de choque.

El amplificador hidráulico está formado por dos toberas fijas (8), dos toberas regulables (9) y por un filtro (10) que tiene la finalidad de proporcionar una extraordinaria limpieza al aceite que circula por el amplificador hidráulico. Los caudales que atraviesan cada una de las toberas regulables (9) se controlan mediante la mayor o menor proximidad de la placa de choque antes mencionada, que se encuentra entre ellas. El aceite a presión pasa consecutivamente por el filtro, las dos toberas fijas, dispuestas en paralelo, y por las dos toberas regulables, también dispuestas en paralelo hacia el tanque. Si el motor de mando no recibe corriente eléctrica la placa de choque se encuentra equidistante de ambas toberas.

Por otra parte el amplificador hidráulico tiene otras dos salidas (11 y 12), ubicadas respectivamente entre las toberas fijas y las regulables, que conducen el aceite hacia la válvula principal.

La válvula principal es constructivamente diferente según la forma de producir la retroseñal necesaria para la regulación de la servoválvula. La retroalimentación puede hacerse por presión del aceite, de manera mecánica y de forma eléctrica.

La servoválvula con retroseñal por presión dispone de una válvula principal con centrado por resortes.

Cuando el motor de mando recibe una determinada intensidad eléctrica el ancora gira sobre uno de sus diámetros, con ello la placa de choque se acerca a una de las toberas regulables (supongamos sea la de la izquierda) y se aleja de la otra.

Debido a esto la presión aguas arriba de la tobera izquierda se incrementa y la de la derecha desciende. Por este motivo se produce una presión diferencial entre las cámaras izquierda (13) y derecha (14) de la válvula principal, favorable a la primera.

Por ello la corredera (15) se desplaza hasta una nueva posición de equilibrio conseguida gracias a los resortes y a la presión diferencial.

Si en el primer desplazamiento no se consiguiera la posición deseada, la corredera corregiría su posición hasta la requerida, pues existe una proporcionalidad exacta entre intensidad, desplazamiento de la placa de choque y presión diferencial de las cámaras de la válvula principal, siendo los muelles de ésta los que a la postre conducirán a la corredera a la posición exacta.

En la figura 7-20 se observa la relación entre las presiones p_A, p_B y el desplazamiento de la placa de choque, y la que existe entre la intensidad y Δp, que en este caso es lineal.

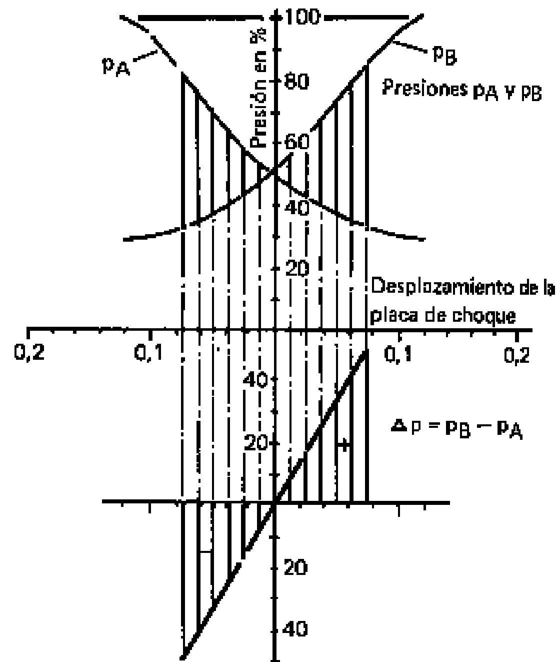


Figura 7-38. Curva característica de funcionamiento de una servoválvula.

Cuando se anula la intensidad en el motor de mando el tubo que envuelve la placa de choque al hacer de muelle devuelve ésta a la posición central, la presión diferencial se anula y la corredera se centra gracias a los resortes de la válvula principal.

Hablando ahora de las servoválvulas con retroseñal mecánica, en éstas se sustituyen los resortes de la válvula principal por una varilla elástica (figura 7-21) que es una prolongación de la placa de choque y que tiene su otro extremo unido a la corredera de la válvula principal. Al desplazarse la placa de choque, producir la presión diferencial y desplazarse la corredera se genera un momento flector en la varilla mencionada.

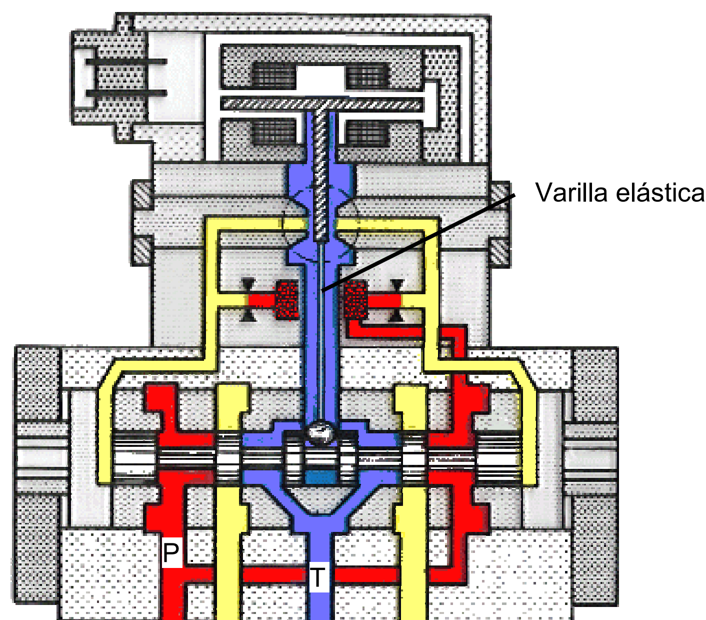


Figura 7-39. Servoválvula con retroalimentación mecánica.

Este momento flector hace que el ancora y la placa de choque regresen a su posición primitiva. Si la posición conseguida de la corredera no es la deseada, es la propia varilla al hacer el papel del muelle la que consigue que la corredera alcance el punto exacto.

Este momento flector hace que el ancora y la placa de choque regresen a su posición primitiva, anulándose la presión diferencial.

En esta situación el momento producido por la intensidad eléctrica sobre el ancora se contrapone con el momento de la varilla, adquiriendo la corredera una determinada posición, y existiendo una proporcionalidad entre aquélla y ésta.

Si la corredera no alcanzara la posición deseada sufrirá la corrección correspondiente hasta que se verifique el equilibrio indicado en el párrafo anterior.

La servoválvula con retroalimentación eléctrica consiste en que la corredera está unida directamente a un sensor de posición electrónico. En el caso en que la corredera no alcanzara la posición deseada lo acusará el sensor de posición, informará de ello al motor de mando y éste desplazará la corredera hasta su posición exacta.

Cuando el diámetro de la válvula principal es grande la retroalimentación mecánica no puede realizar la fuerza necesaria para cumplir el cometido descrito; en tal caso la retroalimentación se efectúa en una válvula auxiliar intermedia que gobierna definitivamente a la, ahora, válvula principal (figura 7-22), que es la que gobierna el circuito hidráulico, que lleva incorporado un lector electrónico de posición.

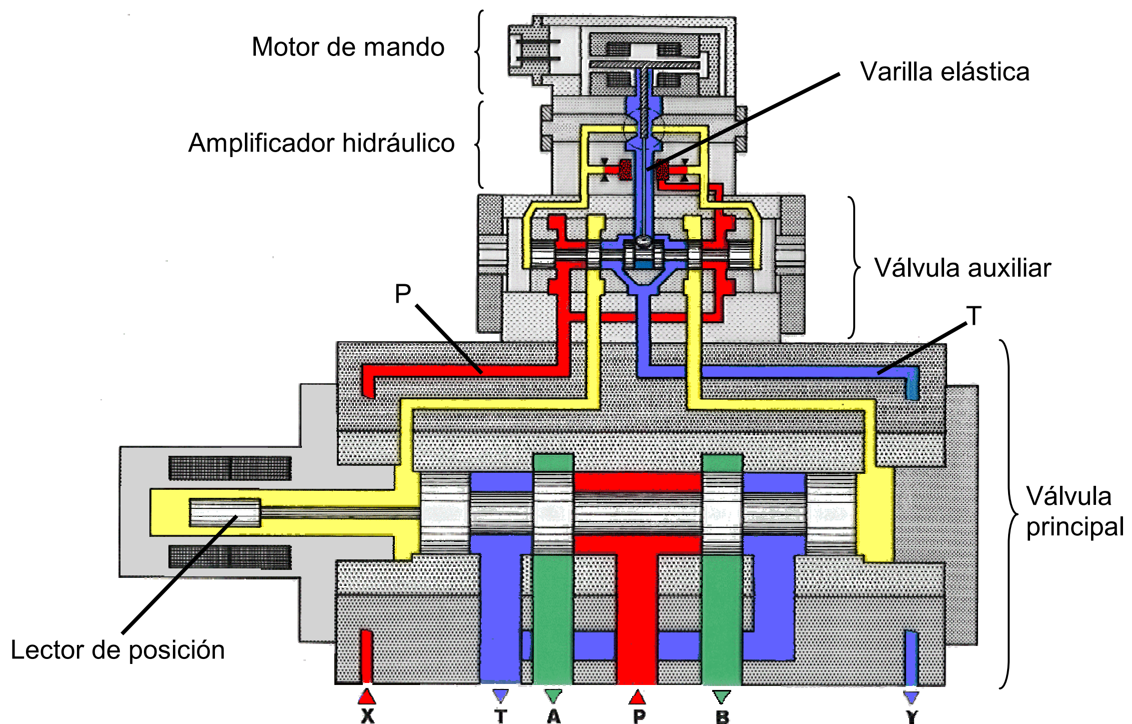


Figura 7-40 Servoválvula con retroalimentación eléctrica y premando.

Por la vía P entra a la válvula principal el caudal requerido para desplazar su corredera, mientras que por las vías X e Y, que hacen de pilotaje, penetra el caudal que necesita la válvula auxiliar y el amplificador. La válvula principal carece de muelles y en su lugar se tiene el lector de posición.

8. CÁLCULOS DE UN CIRCUITO HIDRÁULICO

Como conclusión de este trabajo dedicado a la oleohidráulica se presenta un circuito hidráulico concreto que ha realizar una determinada labor, resolviendo a continuación las cuestiones de él derivadas.

El circuito de la figura 8-1 consta fundamentalmente de un distribuidor 4/3, un actuador y una bomba. El cilindro ha de levantar una carga de 40.000 N con una carrera de 500 mm. Se han de realizar dos ciclos en un minuto con una duración del avance de 12 s, aproximadamente.

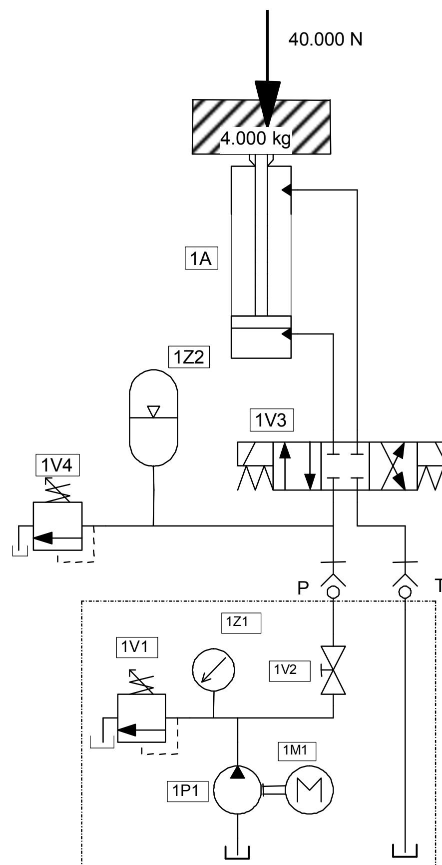


Figura 8-1. Esquema del circuito hidráulico

Se trata de elegir los elementos del sistema, tales como:

1. Cilindro
2. Bomba
3. Válvula distribuidora
4. Válvula de seguridad
5. Tuberías
6. Acumulador hidráulico
7. Tanque
8. Filtros
9. Refrigerador

8.1 Selección del cilindro

Para realizar cualquier cálculo de un circuito hidráulico es imprescindible conocer los datos de partida del proceso a servir (figura 8-2) y auxiliarse de datos técnicos facilitados por los catálogos comerciales, en este caso acudimos a los de las empresas Bosch. ® y Danfoss.

Datos disponibles:

F = 40.000 N L = 500 mm Dos ciclos de trabajo por minuto. T ≅ 12 s/avance Aceite empleado: HLP46 (tabla de propiedades en la página 2-9)

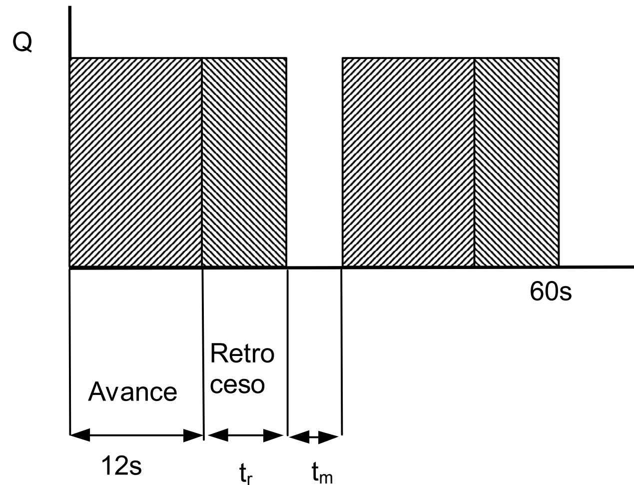


Figura 8-2. Esquema de funcionamiento del proceso

Si se observa la tabla del catálogo de dicha empresa dedicado a los cilindros, para una carrera de 500 mm se necesita que el cilindro sea de D ≥ 50 mm. Otro dato del que se dispone es que la presión máxima de trabajo del tipo de cilindro elegido en principio es de 160 bar.

La fuerza total que deberá superar el cilindro para que empiece a desplazarse su vástago debe ser la siguiente:

$$F_{total} = \frac{mg}{\eta_h}$$

donde mg = 40.000 N, el rendimiento hidráulico suele situarse entre 0,8 y 0,9, se toma 0,85. Con ello la fuerza total necesaria es de 47.059 N ≈ 47 kN. Por otra parte:

$$F_{total} = p_1 \cdot A = p_1 \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

donde D es diámetro del émbolo del cilindro y p_1 la presión en la cámara circular del cilindro.

Como p_{max} < 160 bar se obtiene un diámetro mínimo de 61,2 mm. El cilindro comercial más cercano que se ajusta a esas condiciones es D = 63 mm. Si se restringe más la condición del límite de la presión y se adopta p < 100 bar se obtiene:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 47 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^5 \cdot \pi}} = 77{,}4 \text{ mm} \rightarrow D = 80 \text{ mm}$$

Con lo cual el diámetro del cilindro comercial sería D = 80 mm según catálogo.

Para la elección del diámetro del vástago se tienen dos opciones d = 36 y d = 56 mm. Para elegir el más adecuado hay que tener en cuenta el posible pandeo. Para el cálculo a pandeo del vástago se ha de elegir previamente su fijación. Se adopta la fijación con brida trasera y sin fijación en el vástago con lo que el factor de corrección es K = 2.

Caso de carga según Euler	Un extremo libre, un extremo empotrado
Representación gráfica	F L
L_p	$L_p = 2 \cdot L$

De esta forma se tiene que:

$$L_p = L \cdot 2 = 500 \text{ mm} \cdot 2 = 1.000 \text{ mm}$$

El cálculo del pandeo se realiza mediante la expresión de Euler:

$$F_p = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L_p^2} \rightarrow I = \frac{F_p \cdot L_p^2}{\pi^2 \cdot E}$$

F_p= 47 kN · 3,5 = 164,5 kN, donde 3,5 es el coeficiente de seguridad

$E = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ N/m^2

L_p = 1 m

De donde $I = 7{,}9 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$

De donde se obtiene un diámetro de vástago de d = 35,6 mm. Por lo que se adopta un vástago de 36 mm de diámetro.

Así pues nuestro cilindro tendrá las siguientes características:

D = 80 mm; d = 36 mm; L = 500 mm;

$$A_{circular} = \frac{\pi D^2}{4} = 50,26\ cm^2; \quad A_{anular} = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = 40,08\ cm^2$$

La relación de áreas es 1,25:1.

La presión en el embolo será de: $p_1 = \frac{47.059}{0,005026} = 9363,11\ kPa \approx 94\ bar$

A continuación se acompañan las características del cilindro elegido extractadas del catálogo comercial.

Especificaciones según catálogo cilindros BOSCH H160-CA	
Norma	ISO 6020 / 2, DIN 24 554, NFE 48.016
Tipo	Tirantes
Presión dinámica de trabajo	max. 160 bar (mayores bajo demanda) Larga duración en todos los componentes
Presión de prueba	240bar
Posición de montaje	Como se desee
Temperatura ambiente	–20°C … +80°C para juntas normales N
	–20°C … +160°C para juntas de viton V ® **
Fluido	Aceite mineral, otros bajo demanda
Viscosidad	12 … 90 mm^2/s
Temperatura del fluido	–20°C … +80°C para juntas normales N
	–20°C … +160°C para juntas de viton V ® **
Filtración PU	Pureza de aceite NAS 1638 clase 9 … 10 conseguida con filtro β_{25}= 75
PP	Pureza de aceite NAS 1638 clase 7 … 8 conseguida con filtro β_{10} = 75

D [mm]	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200
d [mm]	12*	14*	18	22	28	36	45	56	70	90
	18	22	28	36	45	56	70	90	110	140
Max. carga radial en el cojinete guía [N]	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600
Velocidad máx (m/s) PU	0,5				0,4		0,25			
PP	1									
Carrera de amortigua-ción (mm) frontal	19	20	24 25	25 28	28 27	27 31	31 25	25 30	30 28	50 45
Trasera	16	16	26	26	26	29	29	29	40	53
Carrera mínima con amortiguamiento (mm)	40	45	55	55	60	60	65	65	70	105
Carrera máx. Recomendada (mm)	250	300	400	500	600	700	800	1000	1100	1250
Tolerancia de carrera	+ 2 mm (ISO 8131)									
Vel. max. fin carrera	20 mm/s									

Cálculo de los caudales

La velocidad de avance será de

$$v_a = \frac{500\ \text{mm}}{12\text{s}} = 41{,}67\ \text{mm/s} = 4{,}17\ \text{cm/s} = 0{,}04\ \text{m/s}$$

De donde:

$$Q_e = v \cdot A_{circular} = 4{,}17\ \text{cm/s} \cdot 50{,}26\ \text{cm}^2 = 209\ \text{cm}^3/\text{s} = 12{,}57\ \text{l/min}$$

$$Q_s = v \cdot A_{anular} = 4{,}17\ \text{cm/s} \cdot 40{,}08\ \text{cm}^2 = 167\ \text{cm}^3/\text{s} = 10{,}03\ \text{l/min}$$

8.2 Válvula distribuidora

La selección de la válvula distribuidora adecuada al circuito hidráulico diseñado se basa obviamente en los catálogos comerciales.

Se ha de tener en cuenta en primer lugar el número de vías y posiciones de la válvula y la disposición de las primeras. En nuestro caso particular es de 4/3 con centros cerrados.

Dentro de cada tipo de válvula existen varios tamaños, generalmente tan solo 2 ó 3 tamaños, que se diferencian entre sí por el diámetro de las bocas y las secciones de paso internas, de manera que para un determinado caudal tienen pérdidas de carga diferentes. Con relación a esto hay que advertir que las pérdidas de carga pueden ser diferentes según la vía recorrida por el líquido. Esta cuestión se define mediante sus curvas características que representan la pérdida de carga en función del caudal para cada vía de la válvula. Aquí la vía tiene la acepción de camino recorrido en el interior de la válvula, por ejemplo de P a A, de P a T, de A a T etc.

En nuestro caso el caudal es de 12,57 l/min. En el catálogo de Danfoss®, existen 3 tamaños o diámetros de bocas, habiendo elegido el tamaño nominal de 4 mm porque produce unas pérdidas de carga aceptables para el caudal deseado. Su curva característica, en este caso tan solo una, pues la pérdida de carga es la misma de P a A, de B a T, de P a B y de A a T, es la curva 1 de la figura 8-3. La pérdida de carga admisible no debe ser superior a los 5 bar aproximadamente. Para el caudal de entrada de 12,57 l/min la pérdida de carga es de 1,8 bar. Para el caudal de salida 10,03 l/min la pérdida de carga será de 1,4 bar.

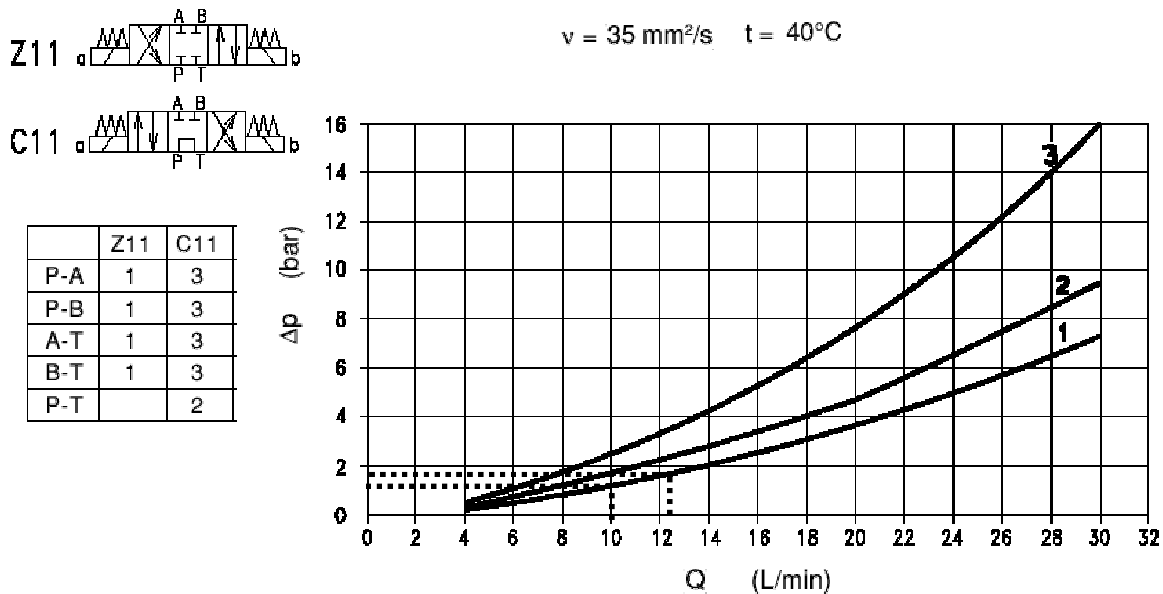


Figura 8-3. Curvas características de válvulas distribuidoras DCV2 de Danfoss.

En el cuadro adjunto se acompañan las características de la válvula elegida.

Cuadro de Características de la válvula distribuidora 4/3 DCV2 de Danfoss		
Tamaño nominal	mm	04
Caudal máximo	l/min	Ver curvas características p-Q
Presión máxima de trabajo en las vías P,A,B	bar	320
Presión máxima de trabajo en la vía T	bar	100
Pérdidas de carga	bar	Ver curvas características p-Q
Fluido hidráulico		Aceites hidráulicos de clases HM,HV según CETOP RP91 H en viscosidad clases ISO VG 32,46 and 68
Rango de temperaturas del fluido	°C	–30 … +70
Rango de temperatura ambiente	°C	–30 … +50
Rango de viscosidad	mm^2/s	20 … 400
Grado de limpieza del fluido		Clase 18/15 según ISO 4406. Sin embargo se recomienda un filtro con un grado de retención $\beta_{10}\geq 75$
Máxima frecuencia de conexión	1/h	15.000
Tiempo de conexión con ν =35 mm^2/s	ms	30 … 50
Tiempo de desconexión (ν =35mm^2/s)	ms	30 … 50
Vida	Ciclos	10^7
Tipo de protección según DIN 40 050		IP 65
Peso –válvula con 1 solenoide Válvula con 2 solenoides	kg	0,9 1,25

8.3 Tuberías

Cálculo del diámetro nominal

El cálculo del diámetro de las tuberías se realiza mediante el teorema de la continuidad:

$$Q = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot v$$

El diámetro se obtendrá adoptando una velocidad del flujo. En el caso de la tubería de aspiración la velocidad recomendada depende de la viscosidad del fluido; en la de descarga es función de la presión de trabajo, y por último, para la de retorno se recomienda un campo de velocidades. En todo caso para caudales grandes se adoptan velocidades mayores. En el cuadro siguiente se encuentran las velocidades recomendadas.

Recomendación de velocidades del aceite hidráulico en tuberías

Tubería de aspiración		Tubería de presión		Tubería de retorno
Viscosidad cinemática	Velocidad v	Presión p	Velocidad v	Velocidad v
mm^2/s	m/s	bar	m/s	m/s
150	0,6	25	2,5 - 3	1,7 – 4,5
100	0,75	50	3,5 – 4	
50	1,2	100	4,5 – 5	
30	1,3	200	5 – 6	
		>200 (ν=30 – 150 mm^2/s)	6	

Suponiendo una velocidad en la impulsión de 5 m/s, según recomendación de la tabla adjunta. Es decir:

$$Q = \frac{\pi d_i^2}{4} \cdot v \quad \rightarrow \quad d_i = \sqrt{\frac{4.12.57.10^{-3}}{60.\pi \cdot 5}} = 0{,}0073\,\text{m}$$

De la misma forma para la tubería de retorno, suponiendo una velocidad de 3 m/s:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 10{,}03 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \pi \cdot 3}} = 0{,}0084\,\text{m}$$

Para la aspiración supondremos una velocidad de 1,2 m/s ya que la viscosidad cinemática del aceite es de 46 cSt a 40ºC. De tal forma que:

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot 12{,}57 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \pi \cdot 1{,}2}} = 0{,}0149\,\text{m}$$

En la tabla aneja de diámetros nominales de tuberías de acero, que es el material elegido, se observa que existe una tubería con diámetro interior comercial de 15 mm, así que se adopta

una tubería de aspiración de d_I = 15 mm. Para las tuberías de impulsión y de retorno se elige una tubería con diámetro interior de 8 mm. Como la presión con que se va a trabajar es menor de 160 bar se elige una tubería con una presión nominal de 160 bar, es decir, PN 160.

Con este diámetro la velocidad en la impulsión será:

$$v = \frac{4 \cdot 12{,}57 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \pi \cdot \left(8 \cdot 10^{-3}\right)^2} = 4{,}2 \text{ m/s}$$

En el retorno:

$$v = \frac{4 \cdot 10{,}03 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \pi \cdot \left(8 \cdot 10^{-3}\right)^2} = 3{,}3 \text{ m/s}$$

A continuación se acompañan las características de las tuberías extractadas del catálogo comercial

Cuadro de características de las tuberías de acero estirado en frio, sin soldadura y recocido

SERIE MILIMÉTRICA

DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR	DIAMETRO INTERIOR	PESO	PRESION DE PRUEBA	PRESION DE ESTALLIDO	RADIO MINIMO DE CURVATURA
mm	Mm	mm	kg/m	kg/cm^2	kg/cm^2	mm
6	1	4	0,123	589	1212	15
8	1	6	0,173	464	907	20
10	1	8	0,222	371	726	25
12	1	10	0,271	309	604	30
14	1	12	0,321	265	520	35
15	1	13	0,345	247	484	37,5
16	1	14	0,370	232	453	40
18	1,5	15	0,610	309	604	45
20	1,5	17	0,685	279	544	50
22	1,5	19	0,758	253	495	55
25	1,5	22	0,869	224	437	62,5
28	2	24	1,282	265	520	70
30	2	26	1,381	247	484	75
35	2	31	1,627	212	415	87,5
38	2	34	1,775	196	481	95
40	2	36	1,874	185	363	100
45	2	41	2,122	165	324	112,5

Cálculo de pérdidas de carga

Se emplea para su cálculo la expresión de Darcy-Weisbach

$$\frac{\Delta P}{L} = f \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

donde f depende del nº de Reynolds y/o de la rugosidad relativa. El nº de Reynolds en la entrada al cilindro es:

$$Re_{entrada} = \frac{v \cdot D}{\upsilon} = \frac{4{,}2 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{46 \cdot 10^{-6}} = 730$$

Y el del aceite de salida del cilindro hacia el tanque:

$$Re_{salida} = \frac{3{,}3 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{46 \cdot 10^{-6}} = 578$$

Como Re < 2000 en ambos casos entonces $f = \frac{64}{Re}$ de dónde

$f_{entrada}$= 0,088 y f_{salida}= 0,11

De esta forma las pérdidas de carga por metro de tubería serán:

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{entrada} = 0{,}088 \cdot \frac{1}{0{,}008} \cdot 878 \cdot \frac{4{,}2^2}{2} = 85184 \text{ Pa/m} \approx 0{,}85 \text{ bar/m}$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{salida} = 0{,}11 \cdot \frac{1}{0{,}008} \cdot 878 \cdot \frac{3{,}3^2}{2} = 65735 \text{ Pa/m} \approx 0{,}66 \text{ bar/m}$$

Si se supone una tubería de 3 m, **$\Delta p_{entrada}$ = 2,55 bar** y **Δp_{salida} = 1,98 bar.**

Se consideran despreciables las pérdidas de carga en la tubería de aspiración y se deja al lector libertad para verificarlo. No obstante si se coloca un filtro en la aspiración de la bomba, la pérdida de carga de éste no sería despreciable debiendo acudir al catálogo comercial de dicho filtro y consultar allí su pérdida de carga.

8.4 Selección de la bomba

La presión que ha de proporcionar la bomba será la necesaria para desplazar el peso y las pérdidas de carga en conductos y válvulas. El cálculo de esta presión es:

Presión necesaria para subir el peso		94 bar
Pérdida de carga en válvula distribuidora en la vía hacia el cilindro (P→A)		1,8 bar
Pérdida de carga en el conducto entre bomba y cilindro		2,55 bar
Pérdida de carga en la válvula distribuidora en la vía hacia el tanque (B→T)	1,4 bar	
Pérdida de carga en el conducto entre cilindro y tanque	1,98 bar	
Presión necesaria del lado del émbolo para vencer las perdidas de carga en el retorno (relación de áreas en las caras del émbolo del cilindro 1:1,25)	$\frac{1{,}4+1{,}98}{1{,}25}$	2,7 bar
PRESIÓN TOTAL NECESARIA		**101,05**

Así pues nuestra bomba deberá proporcionar un caudal mayor de 12,57 l/min y una presión superior a 101 bar.

La potencia útil de la bomba será:

$$P = p \cdot Q = \frac{101.10^{5}.12,57.10^{-3}}{60} = 2.116 \text{ W}$$

De esta forma se ha de buscar en el catálogo una bomba de una potencia mayor que 2,2 kW que proporcione un caudal mayor que 12,57 l/min y una presión mayor que 101 bar.

Si se elige una bomba de engranajes internos, del catálogo de bombas de Bosch adjunto lo primero que se ha de observar es la cilindrada, puesto que todas las bombas son capaces de proporcionar una presión mayor que 210 bar. Si se adopta un motor eléctrico que gire a 1.450 rpm se obtiene que la cilindrada habrá de ser:

$$c = \frac{12,57}{1450} = 8,67 \text{ cm}^3$$

Observando el cuadro de características de estas bombas se elige la que proporciona 10 cm^3/rev.

El caudal para un rendimiento volumétrico del 100% será de Q = 10·1,45 = 14,5 l/min. Como nuestra presión a la salida de la bomba será de unos 98 bar el rendimiento volumétrico será del orden del 98% (figura 8-5), con lo que el caudal que suministrará la bomba será de:

Q = 14,5·0,98 = 14,21 l/min.

A continuación se adjuntan las características de la bomba extractadas del catálogo de la empresa fabricante, así como su curva característica (figura 8-4).

Cuadro de características de la bomba

<table>
<tr><th rowspan="2">Cilindrada (cm^3/rev)</th><th rowspan="2">Peso (kg)</th><th colspan="2">Conexiones SAEJ518 C Code 61*</th><th rowspan="2">n min (rpm)</th><th rowspan="2">n max (rpm)</th><th colspan="2">p max (bar)</th><th colspan="2">Par max (Nm)</th></tr>
<tr><th>Aspiración</th><th>Presión</th><th>Pmte.</th><th>Pico</th><th>Motor</th><th>bomba</th></tr>
<tr><td>3,5</td><td>4</td><td rowspan="2">½”</td><td rowspan="2">½”</td><td rowspan="19">600</td><td rowspan="7">3200</td><td rowspan="8">330</td><td rowspan="8">345</td><td rowspan="5">150</td><td rowspan="5">75</td></tr>
<tr><td>5</td><td>4.2</td></tr>
<tr><td>6,3</td><td>4.4</td><td rowspan="2">¾”</td><td rowspan="2">½”</td></tr>
<tr><td>8</td><td>4.6</td></tr>
<tr><td>10</td><td>4.8</td><td rowspan="3">1”</td><td rowspan="3">½”</td></tr>
<tr><td>13</td><td>8.6</td><td rowspan="5">320</td><td rowspan="5">180</td></tr>
<tr><td>16</td><td>9</td></tr>
<tr><td>20</td><td>9.6</td><td rowspan="3">1 ¼”</td><td rowspan="3">¾”</td><td rowspan="3">2800</td></tr>
<tr><td>25</td><td>10.2</td><td>300</td><td>330</td></tr>
<tr><td>32</td><td>11</td><td>250</td><td>280</td></tr>
<tr><td>40</td><td>16.3</td><td rowspan="3">1 ½”</td><td rowspan="3">1”</td><td rowspan="3">2200</td><td>315</td><td>345</td><td rowspan="3">575</td><td rowspan="3">380</td></tr>
<tr><td>50</td><td>17.4</td><td>280</td><td>315</td></tr>
<tr><td>64</td><td>18.7</td><td>230</td><td>250</td></tr>
<tr><td>80</td><td>30.7</td><td rowspan="3">2”</td><td rowspan="3">1 ½”</td><td rowspan="6">1800</td><td>280</td><td>315</td><td rowspan="3">1000</td><td rowspan="3">740</td></tr>
<tr><td>100</td><td>32.6</td><td>250</td><td>300</td></tr>
<tr><td>125</td><td>35</td><td>210</td><td>250</td></tr>
<tr><td>160</td><td>50</td><td rowspan="2">2 ½”</td><td rowspan="2">1 ½”</td><td>280</td><td>315</td><td rowspan="3">1860</td><td rowspan="3">1140</td></tr>
<tr><td>200</td><td>54</td><td>250</td><td>300</td></tr>
<tr><td>250</td><td>59</td><td>3”</td><td>1 ½”</td><td>210</td><td>250</td></tr>
</table>

Tipo de construcción	Bomba de caudal constante de engranajes internos
Tipo de montaje	1. Mounting to DIN/ISO 3019/1 (inches) 2. Mounting to DIN/ISO 3019/2 (metric)
Tipo de accionamiento	Directo con acoplamiento
Rango de temperatura ambiente	–15 °C ... + 60 °C
Min. presión en la admisión	0.8 bar absoluta (0.2 bar negativa presión manométrica)
Max. presión en la admisión	2 bar absoluta (1 bar presión manométrica)
Fluido hidráulico	Aceite mineral DIN 51 524 part 2
Rango de temperatura fluido hidráulico	–15 °C ... 70 °C
Viscosidad	Rango permisible 12 hasta 100 mm^2 /s; Recomendada 46 mm^2 /s (ISO – VG 46); Viscosidad máxima 500 mm^2 /s durante arranque con motor eléctrico a 1800 rpm; Viscosidad máxima 800 mm^2 /s durante arranque con motor combustión interna
Filtrado	NAS 1638, clase 9;ISO/DIS 4406, clase 18/15 obtenido con fineza de filtro β_{20} = 75** Recomendado β_{10} = 100 para un incremento en la vida de la bomba.

* Conexiones con 1 ½“ difieren de SAE J518 c Code 61
** Porcentaje de retención de partículas sucias > 20 µm is 1:75, i. e. 98.67 %

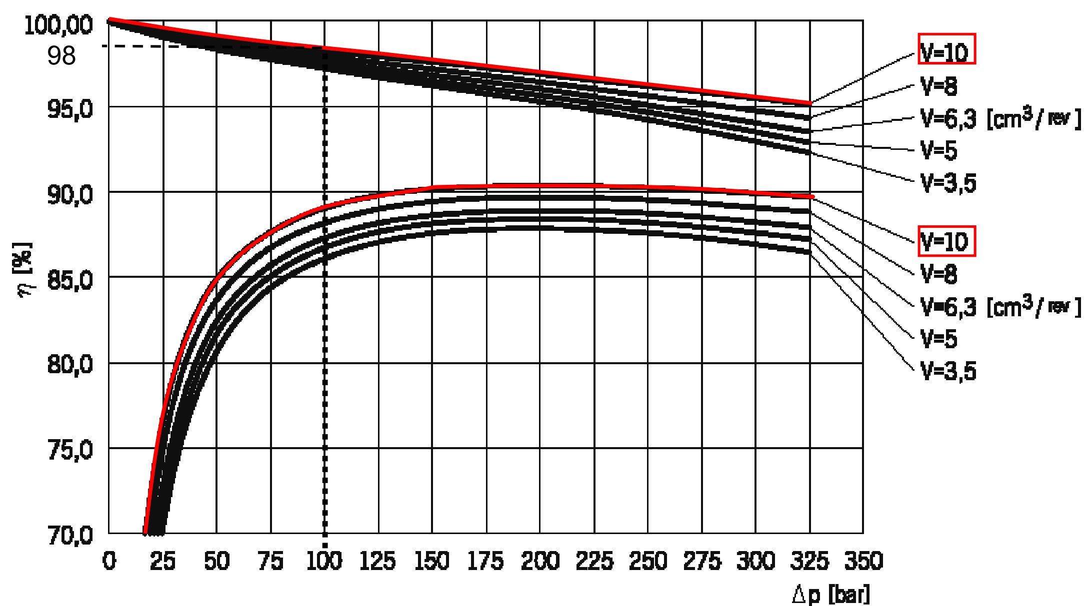


Figura 8-4. Curva característica de la bomba seleccionada

Elegida la bomba se pueden calcular las velocidades del cilindro a la entrada y a la salida del vástago.

$$v_{avance} = \frac{Q}{A} = \frac{14{,}21.10^{-3}}{50{,}26.10^{-4}.60} = 0{,}0471 \text{ m/s}$$

$$v_{retroceso} = \frac{Q}{A} = \frac{14{,}21.10^{-3}}{40{,}08.10^{-4}.60} = 0{,}059 \text{ m/s}$$

Los tiempos de ciclo serán de:

$$t_{avance} = \frac{L}{v} = \frac{0,50}{0,0471} = 10,62 \ \text{s}$$

El tiempo de retroceso será:

$$t_{retroceso} = \frac{L}{v} = \frac{0,50}{0,059} = 8,47 \ \text{s}$$

Al circular 14,21 l/min en vez de los 12,57 l/min previstos en la válvula distribuidora y en las conducciones se producirán unas pérdidas de carga superiores (2,2 y 2,82 bar respectivamente).

8.5 Válvula de seguridad

La válvula de seguridad se elige en función de la presión de tarado y del caudal que se desee que trasiegue. Este caudal será el que proporciona la bomba, dado que es de cilindrada constante.

La válvula se deberá de abrir cuando el cilindro llegue a sus posiciones extremas para que la presión no se incremente indebidamente. El caudal en nuestro caso es de 14,2 l/min; la presión será de 99 bar en el cilindro, más la perdida de carga.

En el catálogo general se elige aquella válvula que para 14,2 l/min le corresponda una presión superior a 99 bar. En el momento de montar la instalación se actuará sobre el mecanismo de regulación de la presión de tarado hasta que alcance el valor deseado.

La válvula se abrirá con una presión algo inferior, del orden de 5 bar, pero cuando se alcance en el sistema, aguas arriba de la válvula distribuidora en posición de centros cerrados, los 99 bar, circulará hacia tanque la totalidad del caudal dado por la bomba. Cuando la presión del sistema esté comprendido entre 94 y 99 bar circulará caudal hacia el cilindro y hacia tanque simultáneamente, pero esto sucederá durante un lapso de tiempo pequeñísimo.

Se acompaña la figura 8-5 donde se representa la curva característica de la válvula de seguridad comercial elegida. Existen dos tamaños, habiendo elegido la de 6 mm de tamaño nominal. La selección realizada corresponde al caso en que no se incluye acumulador hidráulico en el circuito (8.6).

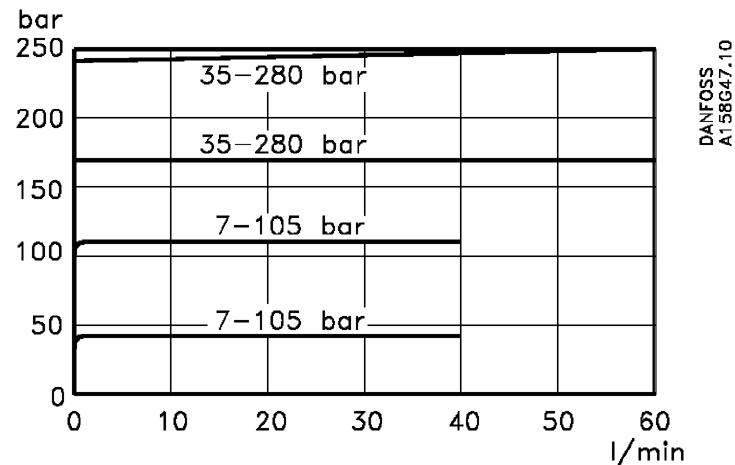


Figura 8-5. Curva característica de la válvula de seguridad 1A21 - F 3 - 40 SV de Danfoss.

8.6 Acumulador hidráulico

Aunque no todo circuito hidráulico incorpora un acumulador, en este problema se selecciona un acumulador comercial en este apartado y en otros se supone que no lo lleva instalado. El acumulador tiene las ventajas, entre otras de poder trabajar con una bomba de menor tamaño y dar una respuesta más rápida a las necesidades puntuales de caudal.

Se desea que el acumulador almacene el volumen V_2 que proporciona la bomba en los tiempos muertos en los que no realiza trabajo el actuador (figura 8-6), para aprovecharlo en los tiempos en los que sí trabaja, es decir, durante la carrera de avance y retroceso del cilindro. De esta forma se podrá trabajar con una bomba más pequeña y por tanto más económica. Además trabajará de forma más eficiente, de manera que el volumen de aceite que se desperdicia ($V = Q_b \cdot t_m$) derivándose por la válvula limitadora de presión, haciendo que el fluido se caliente, sea acumulado para aprovecharlo más tarde. La nueva bomba deberá proporcionar un caudal Q_b' a determinar.

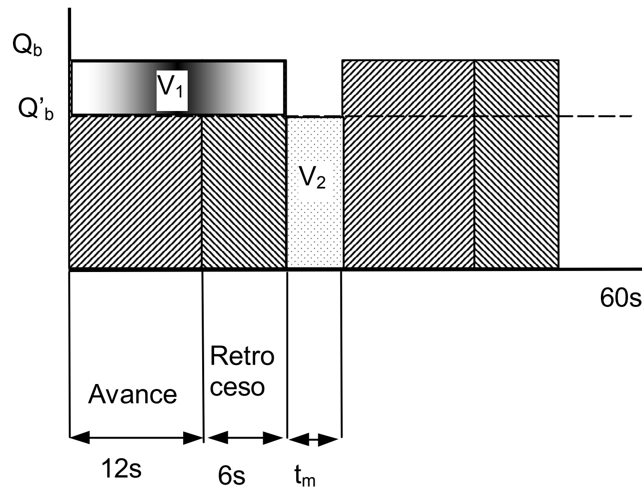


Figura 8-6. Esquema caudal – tiempo del proceso.

Los datos de los que se parte son los siguientes:

Caudal necesario para el cilindro: Q_b = 12,57 l/min, durante 12 s y 10,03 durante 6s.

Tiempo útil de trabajo antes de colocar el acumulador: $t_1 = t_{avance} + t_{retroceso} = 12 + 6 = 18s$

Tiempo muerto en cada ciclo antes de instalar el acumulador: t_m = 30 – 18 = 12 s

Instalando el acumulador el caudal proporcionado por la bomba deberá ser:

$$Q_b' = \frac{12{,}57 \cdot 12 + 10{,}03 \cdot 6}{30} = 7{,}03 \text{ l/min}$$

La cilindrada de la nueva bomba será:

$$C = 7{,}03/1.500 = 0{,}005 \text{ dm}^3 = 5 \text{ cm}^3$$

Existe una bomba en el catálogo de 5 cm^3 de cilindrada, pero si se tiene en cuenta el rendimiento volumétrico que a 120 bar es de aproximadamente el 98%, se elige la bomba de una cilindrada inmediatamente superior que es de 6,3 cm^3, la cual dará a 120 bar un caudal de aproximadamente: Q_b' = 6,3·1.500·0,98 = 9.260 cm^3 = 9,26 l/min.

Ahora se ha de calcular el volumen (V_1 – V_2) de aceite que tendrá que almacenar el acumulador, es decir, su volumen útil:

$$V_1 - V_2 = Q_b' \cdot t_m = (9{,}26/60) \cdot 12 = 1{,}852 \text{ l}$$

Una vez conocido el volumen útil del acumulador será preciso conocer su volumen total. Para eso primero hay que considerar 3 estados en la presión del gas del acumulador, tal como se ha explicado en 5.5.2. El primer estado, que denominaremos 0, se verifica cuando el acumulador está cargado de nitrógeno a presión pero sin estar conectado a la red hidráulica. La presión será p_0 y el volumen ocupado por el gas será V_0. Este volumen es equivalente al volumen total del acumulador.

El estado 1 se corresponde con la presión mínima de la instalación hidráulica, con el fin que la membrana del acumulador no entre en contacto con la válvula de entrada del aceite. El estado 2 es cuando se alcanza la presión máxima en el gas, corresponde al momento en que el acumulador contiene una cantidad máxima de aceite.

Los procesos en un acumulador hidráulico son politrópicos, que quiere decir que están entre adiabáticos puros (sin intercambio de calor) e isotérmicos (a temperatura constante). Se puede considerar el proceso como adiabático puro (figura 8-7), en el caso de que la compresión y la expansión del gas se produzca en un tiempo breve, menor de 1 min.

La ecuación que rige un proceso adiabático es:

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{1/n} - \left(\frac{p_0}{p_2}\right)^{1/n}}$$

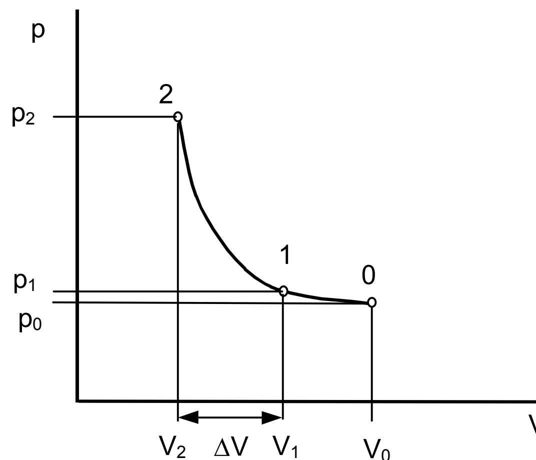


Figura 8-7. Proceso adibático.

Se adoptan los siguientes datos:

p_1 = 109 + 2,2 + 1 = 112,2 bar absolutos, és decir, la presión mínima del sistema.

p_2 = 160 bar absolutos. Se calcula incrementando p_1 en un valor arbitrario, con el suficiente margen para que el líquido desaloje el acumulador de aceite, venciendo las pérdidas de carga con comodidad suficiente. Con esta presión se tararán las válvulas limitadoras de presión.

$p_0 = 0{,}9 \cdot p_1$ = 101 bar. Se escoge entre un 80 y un 90% de p_1.

n = 1,4. Es el coeficiente adiabático para el nitrógeno en condiciones normales (0ºC y 0 bar)

Con todos estos datos se calcula el volumen de llenado del acumulador:

$$V_0 = \frac{1{,}852}{\left(\frac{101}{112{,}2}\right)^{\frac{1}{1{,}4}} - \left(\frac{101}{160}\right)^{\frac{1}{1{,}4}}} = 8{,}92\,\text{l}$$

En el catálogo de acumuladores encontramos uno que tiene 9,5 l de capacidad total

Cuadro de características de acumuladores

Volumen nominal [l]		1	4	10	20	35	50
Volumen de gas efectivo [l]		1	3,5	9,5	18,5	33,5	48,5
Presión maxima de servicio [bar]	TÜV	200	50		-	-	-
		-	250		-	-	-
		330	330	330	330	330	330
	DRIRE	330	280	280	280	280	280
	ASME			207	207	207	207

En el caso de que el sistema dispusiera de este acumulador la válvula de seguridad debería elegirse con un caudal de 9,26 l/min y una presión de 160 bar. La válvula elegida sería la misma pero tarada en el momento de la instalación en un punto diferente.

8.7 Tanque

La capacidad del tanque deberá ser de 3 a 5 veces el volumen proporcionado por la bomba en un minuto, es decir, en nuestro caso; si se supone que no existe acumulador, sería:

$$V = 4 \cdot 14{,}2 = 56{,}8\ \text{l}$$

En el catálogo de Mannesmann existe un tanque de 63 l que será el que se adopte.

8.8 Refrigerador

Se supone el caso en que no se instalase el acumulador seleccionado en el apartado 14.6.

Según el esquema del circuito hidráulico, siempre que no esté trabajando el cilindro, estará funcionando la válvula limitadora de presión, ya que la válvula distribuidora es de centros cerrados. De esta forma por la válvula limitadora de presión tarada a 105 bar absolutos se irá todo el caudal proporcionado por la bomba, o sea 14,7 l/min. La potencia perdida será:

$$P(\text{kW}) = p \cdot Q = \frac{105.10^{5} \cdot 14{,}2.10^{-3}}{60} = 2.485\ \text{W}$$

Como la válvula funciona aproximadamente 24 s cada minuto, la energía perdida será:

$$E = \frac{2.485 \cdot 22 \cdot 60}{3.600} = 911 \quad \text{Wh}$$

En el resto del tiempo, es decir los 36 s restantes también se produce una pérdida de energía debido a las pérdidas de carga producidas en las tuberías y sobre todo en la válvula distribuidora.

Toda esa energía se pierde en forma de calor que hace aumentar la temperatura del aceite que se deberá enfriar a lo largo de la instalación, y sobre todo en el tanque. Considerando solo el tanque como elemento disipador de energía, se tiene que:

$$t_{aceite} = \frac{P}{k \cdot A} + t_{ambiente}$$

donde, P = potencia calorífica a disipar que será igual a la energía generada calculada arriba en kW. A es la superficie del tanque mojada por el aceite en m^2 y k la conductividad térmica de las paredes del tanque. Empíricamente se adopta como dato un valor de 0,01 $kW/m^2{}^oC$.

Si consideramos el tanque con una capacidad equivalente al proporcionado por la bomba durante 3 minutos, se tendrá un valor de 3·14,2 = 42,6 l. Si se cubica ese volumen se puede suponer un tanque de unas medidas de 0,6 m de largo por 0,3 m de fondo y lleno hasta unos 0,25 m de altura, lo que daría 45 l. De esta forma el área de disipación será de A= (2·0,6·0,25) + (2·0,3·0,25) +(0,6·0,3) = 0,63 m^2. Si se supone una temperatura exterior de 20ºC, se obtiene:

$$T_{aceite} = \frac{0{,}911}{0{,}01 \cdot 0{,}63} + 20 \approx 165\,^oC$$

Temperatura totalmente inaceptable por lo que se deberá instalar en la tubería de retorno un intercambiador de calor que refrigere el aceite. Si se supone una temperatura del aceite de unos 50 ºC, para mantener una viscosidad aceptable, se obtiene una potencia disipada en el tanque de:

$$P = 0{,}01 \cdot 0{,}63 \cdot (50 - 20) = 0{,}189 \text{ kW}$$

El resto de potencia hasta 0,911 kW de potencia que se ha de disipar lo ha de hacer el intercambiador de calor:

$$P_{intercambiador} = 0{,}911 - 0{,}189 = 0{,}722 \text{ kW}$$

Consideramos que este ejemplo servirá para que el lector pueda asimilar a cualquier otro caso que se presente.

En el ejemplo presentado falta por contemplar la elección de filtro y cálcular la pérdida de carga generada en ellos.

SIMBOLOGÍA OLEOHIDRÁULICA

BOMBAS			
Bomba de caudal constante de un solo sentido de flujo		Bomba de caudal variable y un solo sentido de flujo	
Bomba de caudal constante de dos sentidos de flujo		Bomba de caudal variable 2 sentidos de flujo y 2 sentidos de giro	
MOTORES			
Motor de caudal constante con dos sentidos de flujo y de giro		Motor oscilante	
CILINDROS			
Cilindro neumático de simple efecto con retroceso por muelle		Cilindro de simple efecto con retroceso por fuerza exterior	
Cilindro de doble efecto		Cilindro de doble efecto con doble vástago	
Cilindro de doble efecto con doble amortiguación regulable		Cilindro telescópico de simple efecto	
Cilindro telescópico de doble efecto			

Elementos de medición			
Manómetro		Caudalímetro	
Termómetro		Caudalimetro contador	
Presostato			

Transmisión de energía			
Conducto		Conducto flexible	
Fuente de presión hidraulica		Cruce de conductos	
Unión de conductos		Filtro	
Acumulador		Calentador	
Refrigerador por aire		Refrigerador por líquido	
Motor de accionamiento eléctrico		Motor de accionamiento de explosión	
Refrigerador sin conductos para el sentido de flujo del medio refrigerante		Refrigerador con conductos para el medio refrigerante	
Válvulas de presión			
Limitadora de presión		Válvula de secuencia	
Valvula reductora de presión de 3 vías	A P T		

Válvulas distribuidoras

Válvula 2/2 normalmente cerrada (NC)	A P	Válvula 3/2 normalmente cerrada (NC)	A P T
Válvula 4/2	A B P T	Válvula 4/3 con centro cerrado	A B P T
Válvula 4/3 con centro a escape en las vías de trabajo	A B P T	Válvula 4/3 con centro con recirculación P-T	A B P T
Válvula distribuidora proporcional con posiciones intermedias y 2 posiciones finales.		Válvula distribuidora proporcional con posiciones intermedias y 3 posiciones finales.	

Accionamientos

Manual

General	Pulsador	Pulsador a tracción	Palanca	Pedal

Mecánico

Leva	Rodillo	Rodillo escamoteable	muelle

Accionamiento por presión

Pilotaje hidráulico	Centrado por muelle	Por aplicación de presión diferencial

Accionamiento eléctrico

Electroimán con un devanado	Electroimán con dos devanados	Electroimán y servopilotaje hidráulico	Enclavamiento

Válvulas de cierre			
Válvula antirretorno	Válvula antirretorno precargada	Selector de circuito	Antirretorno pilotada

Válvulas de caudal			
Válvula reguladora de caudal con estrangulación variable		Regulador de caudal unidireccional	
Válvula estranguladora de caudal por diafragma regulable		Divisor de caudal	
Reguladora de caudal con balanza compensadora de presión		Reguladora de presión compensada en presión y temperatura	
Reguladora de caudal de 3 vías con compensación en temperatura y presión		Válvula de cierre	

Bibliografía

A continuación se adjunta la bibliografía recomendada entre la disponible en biblioteca para oleohidráulica. No obstante a pesar de no aparecer en la biblioteca se recomienda especialmente la consulta de catálogos comerciales en los que aparecen las últimas novedades de los elementos, además de todos los aspectos a tener en cuenta a la hora de la selección de componentes.

Schmitt G. A. - Training Hidráulico. Volumen 1. Libro de información y enseñanza de la oleohidráulica - Ed Mannesmann Rextoth GmbH

Dorr H. y otros - Training hidráulico. Compendio 2. Técnica de válvulas proporcionales y servoválvulas - Ed Mannesmann Rextoth GmbH

Drexler P. y otros - Training hidráulico. Compendio 3. Proyecto y construcción de equipos hidráulicos - Ed Mannesmann Rextoth GmbH

Groote J.P. - Tecnología de los circuitos hidráulicos - Ed CEAC

Serrano Nicolás A. - Oleohidráulica - Ed Mc Graw-Hill Profesional - 2002

Ecenarro Mikel - Componentes y aplicaciones Oleo-hidráulicas – HRE HIDRAULIC

Departamento de Mecánica de fluidos e Ingeniería Eléctrica. Universidad Politécnica de Cataluña - Oleohidráulica proporcional - Ed Universidad Politécnica de Cataluña.

Igualmente puede ser de interés la consulta de diferentes páginas "*web*" de internet. Aquí vamos a dar la dirección de empresas relacionadas con estas tecnologías.

BOSCH-REXROTH: http://www.boschrexroth.com/

PARKER: http://www.parker.com/

MOOG: http://www.servovalve.com/

DENISON: http://www.denisonhydraulics.com/

VICKERS: http://63.97.220.68/amd_fp/index.htm

CEPSA: http://www.cepsa.es/cepsa-lubricantes/aceites/cepsa.htm